

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño de mecanismo extractor de acoples de
reductor y motor eléctrico, Arequipa 2019**

Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Arequipa, 2020

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero agradecimiento a:

- La Universidad Continental, la casa de estudios en donde tuvo lugar mi formación académica profesional.
- A nuestro Asesor, el Ing. Jonathan Alain Sánchez Paredes, por su compromiso y dedicación en el desarrollo de esta tesis y en general de toda nuestra formación profesional.
- Así mismo a mi compañero de trabajo el Tec. Raúl Cuti Magaña, quien, con su experiencia, me apoyo incondicionalmente en todo el diseño de mi tesis.
- Al Ing. Juan Taipe, compañero de trabajo, que me apoyo en toda la Ingeniería de Detalle.

En general a todos los que me apoyaron desinteresadamente, por su tiempo y sus consejos, para elaborar esta tesis de la mejor manera posible, el cual tiene mucha importancia en mi desarrollo profesional.

DEDICATORIA

A Dios por permitirme llegar a este momento de mi vida, tener salud y bienestar todos los días, para poder hacer posible el desarrollo de este trabajo.

A mi esposa e hijos que me apoyaron y confiaron en mí, en todo este arduo camino lleno de sacrificios

A mis padres, quienes me brindaron un amor incondicional y me inculcaron el sentido de la responsabilidad, disciplina, perseverancia y el respeto hacia el prójimo.

A la Universidad Continental del Perú y en especial a la Facultad de Ingenierías, por permitirme ser parte de una generación de profesionales emprendedores y personas productivas para el país.

ÍNDICE DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS	ii
DEDICATORIA.....	iii
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	iv
ÍNDICE DE TABLAS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
ÍNDICE DE ESQUEMAS.....	x
ABREVIATURAS.....	xi
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	2
1.1 PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	2
1.1.1 Planteamiento del problema	2
1.1.2 Formulación del problema.....	2
1.2 OBJETIVOS	3
1.2.1 Objetivo general.....	3
1.2.2 Objetivos específicos	3
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3
1.4 LIMITACIONES.....	4
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO.....	6
2.1 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA.....	6
2.2 BASES TEÓRICAS.....	8
2.2.1 El diseño	8
2.2.2 Diseño en Ingeniería Mecánica.....	8
2.2.3 Esfuerzo.....	9
2.2.4 Diagrama de Cuerpo Libre.....	10
2.2.5 Análisis de cargas.....	10
2.2.6 Esfuerzo normal directo	12
2.2.7 Esfuerzo Cortante Directo.....	14

2.2.8	Esfuerzo de apoyo	15
2.2.9	Rodamientos.....	16
2.2.10	Tipos de rodamientos:	17
2.2.11	Diseño de ejes	19
2.2.12	Esfuerzos en ejes	20
2.2.13	El acero	20
2.2.14	Aceros estructurales	21
2.2.15	Acoplamientos	22
2.2.16	Hidráulica.....	25
2.2.17	Bomba Hidráulica	27
2.3	DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS.....	28
	CAPITULO III: METODOLOGÍA.....	33
3.1	METODOLOGÍA APLICADA PARA EL DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN	33
3.2	ALCANCE	33
3.3	LIMITACIONES.....	33
3.4	DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	34
3.5	POBLACIÓN.....	34
	CAPITULO IV ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN.....	35
4.1	IDENTIFICACIÓN DE REQUERIMIENTOS.....	35
4.1.1	Estado de la tecnología	35
4.1.2	Extractores Hidráulicos “ENERPAC”:	35
4.1.3	Extractores Hidráulicos “LARZEP HYDRAULIC”	38
4.1.4	Extractores Mecánicos e Hidráulicos “SKF”:.....	42
4.1.5	DETALLES TÉCNICOS DE LOS EXTRACTORES HIDRÁULICOS	45
4.2	ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN	46
4.2.1	Lista de exigencias	46
4.2.2	Determinación de la secuencia de operaciones.....	48
4.2.3	Estructura de funciones	49
4.2.4	Esquema de la caja negra	50
4.2.5	Esquema de la caja gris.....	51
4.2.6	Matriz morfológica.....	51

4.2.7	PROYECTOS PRELIMINARES.....	53
4.2.8	Evaluación técnico-económica.....	56
4.3	INGENIERÍA DE DETALLE DE LA SOLUCIÓN SELECCIONADA	59
4.3.1	Barra puente	61
4.3.2	Ejes roscados:	75
4.3.3	Tuerca.....	82
4.3.4	Pistón hidráulico:.....	84
4.4	METRADO Y COSTOS DE DISEÑO	86
	CONCLUSIONES.....	88
	RECOMENDACIONES	90
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
	ANEXOS	95

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Características de varios tipos de Acoplamientos.....	25
Tabla 2.	Ventajas y Desventajas de la hidráulica.....	27
Tabla 3.	Especificaciones de Extractor hidráulico MPS14H.....	36
Tabla 4.	Dimensiones de Extractor hidráulico MPS14H.....	36
Tabla 5.	Especificaciones de Extractor hidráulico MPS14EB.....	37
Tabla 6.	Dimensiones de Extractor hidráulico MPS14EB	38
Tabla 7.	Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico FT.	40
Tabla 8.	Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico FV - FX.....	41
Tabla 9.	Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico TMMP	42
Tabla 10.	Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico TMHP.....	44
Tabla 11.	Cuadro comparativo de las especificaciones técnicas de los extractores hidráulicos.	45
Tabla 12.	Lista de Exigencias.....	46
Tabla 13.	Funciones del Mecanismo Extractor.	50
Tabla 13.	Matriz Morfológica.	52
Tabla 15.	Evaluación Técnica (Xi).	57
Tabla 16.	Evaluación Económica.	58
Tabla 17.	Constantes Físicas de los Materiales.	71
Tabla 18.	Diámetros y áreas de Roscas métricas de paso Grueso y Fino.	76
Tabla 19.	Metrado y Costos de Diseño.....	86
Tabla 20.	Composición química de acero ASTM A572 PERÚ METALES.....	95
Tabla 21.	Propiedades mecánicas del acero ASTM A572 PERÚ METALES.....	95
Tabla 22.	Capacidad y dimensiones del pistón hidráulico POWER TEAM.....	96
Figura 55:	Especificación de las dimensiones ENERPAC. ..	
Tabla 23.	Accesorios de la bomba manual ENERPAC.....	97
Tabla 24.	Capacidad y dimensiones de la bomba manual ENERPAC.....	97
Tabla 25.	Capacidad y dimensiones del perno cabeza mariposa INDUSTRIAS PLACENCIA.	98
Tabla 26.	Capacidad y dimensiones del perno SODIPER.	99
Tabla 26.	Matriz de Consistencia.	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1:	Eje de Reductor dañado.	4
Figura 2:	Caja Reductora.....	9
Figura 3:	Primera Ley de Newton.	11
Figura 4:	Segunda Ley de Newton.....	11
Figura 5:	Tercera Ley de Newton.	12
Figura 6:	Esfuerzo de Compresión Directo.	13
Figura 7:	Esfuerzo de Tensión.....	14
Figura 8:	Esfuerzo Cortante.....	15
Figura 9:	Esfuerzo de Apoyo.	16
Figura 10:	Tipos de Rodamientos de Bolas.	17
Figura 11:	Tipos de Rodamientos de Rodillos.	18
Figura 12:	Varios tipos y tamaños de Acoplamientos Rígidos para ejes.	23
Figura 13:	Tipos de desalineación en Ejes.	24
Figura 14:	Circuito típico de un pistón dentro del cilindro en un sistema hidráulico....	26
Figura 15:	Bomba Hidráulica de accionamiento manual.	28
Figura 16:	Conjunto de Extractor Hidráulico Syn Grip, MPS14H.....	37
Figura 17:	Conjunto de Extractor hidráulico Syn Grip, MPS14EB.	38
Figura 18:	Conjunto de Extractor hidráulico LARZEP.	39
Figura 19:	Dimensiones de Extractor hidráulico, FT.	40
Figura 20:	Dimensiones de Extractor hidráulico, FV – FX.....	41
Figura 21:	Extractor hidráulico TMMP.....	43
Figura 22:	Extractor hidráulico TMHP.	44
Figura 23:	Alternativa de Solución N°1.	53
Figura 24:	Alternativa de Solución N°2.	54
Figura 25:	Alternativa de Solución N°3.	55
Figura 26:	Evaluación con Pesos Ponderados.	59
Figura 27:	Diagrama de Esfuerzos.	60
Figura 28:	Barra puente.....	61
Figura 29:	Reacciones la barra puente.	62
Figura 30:	Esfuerzo Cortante y Momento Flector máximo.	62
Figura 31:	Tramo AC.	63
Figura 32:	Tramo AD.	63
Figura 33:	Tramo AE	64

Figura 34: Tramo AF	65
Figura 35: Diagrama de Esfuerzo cortante y Momento Flector Máximo.....	66
Figura 36: Inserción de la Fuerza requerida al Extractor.....	67
Figura 37: Condición Crítica y Óptima.	68
Figura 38: Tramo de Perfil I del Extractor.	68
Figura 39: Tramo de Perfil II del Extractor.	69
Figura 40: Deflexión Máxima del Extractor.	70
Figura 41: Tramo de Perfil III del Extractor.	71
Figura 42: Deformación del Extractor	73
Figura 43: Factor de Seguridad del Extractor.	74
Figura 44: Ejes Roscados para acoples LOVEJOY y RING FEDER.....	75
Figura 45: Perfil básico de las Roscas Métricas.	77
Figura 46: Vista en Corte de un Hilo de la Rosca.	78
Figura 47: Altura de Hilo.....	79
Figura 48: Base de Hilo.	79
Figura 49: Esfuerzo de tracción en el eje roscado.	80
Figura 50: Dimensiones del eje roscado.....	80
Figura 51: Tuerca Grado 8.	83
Figura 52: Diagrama de fuerzas en la tuerca.....	83
Figura 53: Pistón Hidráulico.....	85
Figura 54: Fuerzas en el Pistón Hidráulico.	85
Figura 55: Especificación de las dimensiones POWER TEAM.	96
Figura 55: Especificación de las dimensiones ENERPAC... Tabla 23. Accesorios de la bomba manual ENERPAC.....	97
Figura 57: Especificación de las Dimensiones INDUSTRIAS PLACENCIA.....	98

ÍNDICE DE ESQUEMAS

Esquema 1:	Sistema de Designación del Acero.....	21
Esquema 2:	Secuencia de Operaciones.	49
Esquema 3:	Caja Negra del sistema.	50
Esquema 4:	Caja Gris del sistema.	51

ABREVIATURAS

- S. A. : Sociedad anónima.
- ASTM : (American Society for Testing and Materials) Asociación Estadounidense para Pruebas y Materiales.
- PUCP : Pontificia Universidad Católica del Perú.
- NTP : Normas Técnicas Peruanas.
- ISO : (International Organization for Standardization) Organización Internacional de Normalización, Organización Internacional de Estandarización.
- DCL : Diagrama del Cuerpo Libre.
- ANSI : (American National Standards Institute) Instituto Nacional Estadounidense de Estándares.
- AISI : (American Iron and Steel Institute) Instituto Americano del Hierro y el Acero.
- SAE : (Society of Automotive Engineers) Sociedad de Ingenieros Automotrices.
- GDL : Grados Potenciales de Libertad.
- VDI : (Verein Deutscher Ingenieure) Asociación de Ingenieros Alemanes.

RESUMEN

En la presente tesis se desarrolló detalladamente y de manera ordenada, toda la secuencia de pasos para lograr el objetivo primordial de “Diseñar un mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico”, acoples de dos distintas marcas como LOVEJOY y con elastómeros RING FEDER. Mediante el desarrollo de una Evaluación Técnico-Económico, se pudo ubicar la solución más óptima, y a partir de ello realizar la Ingeniería de detalle correspondiente, que nos permitió el análisis de los diferentes esfuerzos presentes en la actividad de extraer los acoples, y así poder efectuar la selección y dimensionamiento adecuado de los elementos que conforman el mecanismo extractor.

El diseño del mecanismo extractor de acoples, aparte de impedir el corte de ellos, también logró evitar que el eje del reductor y motor eléctrico salgan dañados al extraerlos, en vista de que es importante preservar intacto el eje del reductor y motor eléctrico para su buen funcionamiento. Así mismo, se redujo significativamente el costo de mantenimiento que se le da a dichos equipos.

El tipo de estudio que se realizó fue una “Investigación descriptiva Tecnológica”, con una metodología basada en el desarrollo de una investigación documental y enfocado en la recopilación de datos de libros de ingeniería, catálogos, procedimientos de trabajo seguro (PETS) obtenidos gracias a las experiencias laborales, investigaciones de tesis, internet. Se realizó trabajos en campo enfocado en el análisis de variables presentes en el proceso de mantenimiento del reductor y motor eléctrico. Se realizaron también encuestas relacionadas con el ambiente de trabajo para identificar variables que se presentan en el proceso. Por último, se comparó esta investigación con otras tecnologías ya existentes en el mercado.

En conclusión, se alcanzó el objetivo primordial de diseñar un mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico. Además, se consiguió realizar el análisis de los diferentes esfuerzos presentes en la extracción de los acoples. Así mismo, se logró dimensionar adecuadamente los componentes del mecanismo extractor. Por último, se eligió el material correcto para el diseño del mecanismo extractor de acoples.

Palabras clave: diseño, acoples, reductor, motor eléctrico, mecanismo extractor, eje.

ABSTRACT

In this thesis, the entire sequence of steps was developed in detail and in an orderly manner to achieve the primary objective of "Designing an extractor mechanism for reducer and electric motor couplings", couplings from two different brands such as LOVEJOY and with RING FEDER elastomers. Through the development of a Technical-Economic Evaluation, it was possible to locate the most optimal solution, and from there to carry out the corresponding detailed engineering, which allowed us to analyze the different efforts present in the activity of extracting the couplings, and thus be able to carry out the selection and adequate sizing of the elements that make up the extractor mechanism.

The design of the coupling extractor mechanism, apart from preventing them from being cut, also managed to prevent the reducer shaft and electric motor from being damaged when they were extracted, since it is quite important to preserve the shaft of the reducer and electric motor intact for its removal. good performance. Likewise, the maintenance cost given to said equipment was significantly reduced.

The type of study that was carried out was a "Technological descriptive investigation", with a methodology based on the development of a documentary investigation and focused on the compilation of data from engineering books, catalogs, safe work procedures (PETS) obtained thanks to work experiences, thesis research, internet. Work was carried out in the field focused on the analysis of variables present in the maintenance process of the reducer and electric motor. Surveys related to the work environment were also carried out to identify variables that occur in the process. Finally, this research was compared with other technologies already on the market.

In conclusion, the primary objective of designing an electric motor and reducer coupling extractor mechanism was achieved. In addition, it was possible to carry out the analysis of the different efforts present in the extraction of the couplings. Likewise, it was possible to properly size the components of the extractor mechanism. Finally, the correct material was chosen for the design of the coupling extractor mechanism.

Keywords: design, couplings, reducer, electric motor, extractor mechanism, shaft.

INTRODUCCIÓN

El planteamiento de este tema de tesis, surge a través de la necesidad de las distintas personas que se encargan del mantenimiento de los diferentes equipos existentes en una empresa minera como sociedad minera Cerro Verde.

Capítulo I, que estará conformado por el Planteamiento del Estudio, el cual detallará las razones por la que se diseñará del mecanismo extractor de acoples, mediante el Planteamiento del Problema. También se desarrolla el Objetivo Principal que es el “Diseñar un mecanismo extractor de acoples de un reductor y motor eléctrico”, y por último la Justificación e Importancia.

Capítulo II, que mencionará los Antecedentes, en donde se ubicarán las tesis relacionadas y su aporte respectivo. Así mismo, estarán las Bases Teóricas, relacionado a toda la investigación bibliográfica que se realiza a lo largo del desarrollo de la tesis. Finalmente, se desarrollarán los significados de las palabras clave mediante la Definición de Términos Básicos.

Capítulo III, indicará la Metodología a seguir en todo el desarrollo de la tesis; mencionando la Metodología Aplicada para el Desarrollo de la Solución, enfocado en la recopilación de datos tomados de distintas fuentes, la realización de pequeñas encuestas en el ambiente laboral y la realización de investigación tecnológica. También indicará el Alcance, Las Limitaciones, El Diseño de la Investigación, señalando principalmente el tipo de estudio que será de “Investigación descriptiva Tecnológica” y la Población.

Capítulo IV, que contemplará el Análisis y Diseño de la Solución; señalando la Identificación de Requerimientos en cual se menciona todas las marcas de extractores similares existentes en nuestro mercado. El Análisis de la Solución, en el cual se mencionará la Lista de exigencias, que detalla todas las solicitudes y es mencionado como un contrato entre el diseñador y el cliente. La Determinación de la Secuencia de Operaciones, que estudia a detalle todos los pasos a seguir para la extracción del acople. La estructura de funciones, que describe toda la secuencia de operaciones. El esquema de la Caja Negra. La matriz morfológica, que es un cuadro que plantea y compara varias alternativas. Los Proyectos Preliminares, que desarrollan cada una de estas alternativas. El cuadro de la evaluación Técnica-Económica, que elige la alternativa más óptima para desarrollarla y por último la Ingeniería de Detalle, que desarrolla todos los cálculos correspondientes que permitirán el dimensionamiento y la elección del material de los elementos que conformarán el Mecanismo Extractor de Acoples.

CAPÍTULO I:

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1.1 Planteamiento del problema

El reductor, es un conjunto de engranajes perfectamente sincronizados que reducen la velocidad y aumentan la potencia, dicho reductor y motor eléctrico; están unidos mediante unos acoples; y son estos los que le dan el movimiento a la faja transportadora de mineral.

Para extraer dichos acoples del eje del reductor y motor eléctrico, comúnmente se hace uso de un equipo de corte llamado “Alcair”, que se utiliza para cortar dichos acoples para que estos puedan quedar liberados de los ejes.

El uso del equipo de corte llamado Alcair emana temperaturas muy altas, esto implica que los ejes también adquieran dichas temperaturas, ocasionando en algunos casos su deformación, esta deformación provoca vibraciones altas, y las vibraciones aminoran la vida útil de los rodamientos.

En vista de que, los acoples y los ejes van herméticamente juntos, esto también ocasiona que al realizar el corte con el equipo Alcair, generalmente el corte se pase hasta el eje, haciéndole huecos, cortes, rebabas.

1.1.2 Formulación del problema

a) Problema general.

¿Cómo se puede diseñar un mecanismo extractor de acoples de un reductor y motor eléctrico?

b) Problemas específicos

- ¿Cómo se podrá realizar el análisis de los esfuerzos que se presentan en la maniobra de extracción de acoples?

- ¿De qué manera se podrá dimensionar los componentes del mecanismo extractor?
- ¿Cuál será el material más adecuado para diseñar el mecanismo extractor?

Por lo tanto, dicho proyecto está orientado a diseñar un mecanismo extractor de acoples que va a ayudar principalmente a realizar el análisis de los diferentes esfuerzos presentes en la actividad de extraer los acoples, dimensionar los componentes del mecanismo extractor de acoples y seleccionar el material adecuado para el diseño del mecanismo extractor de acoples.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

“Diseñar un mecanismo extractor de acoples de un reductor y motor eléctrico”

1.2.2 Objetivos específicos

- Realizar el análisis de los esfuerzos que están presentes en la actividad de extraer los acoples.
- Dimensionar los componentes del mecanismo extractor de acoples.
- Seleccionar el material adecuado para el diseño óptimo del mecanismo extractor de acoples.

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

- **Técnica:** Para realizar el retiro de los acoples que unen al reductor con el motor eléctrico, se realizaba el corte del acople para poder sacarlo del eje haciendo uso de un equipo de corte llamado “Alcarr”, lo cual, implicaba que generalmente el eje salga dañado, ya que, al cortar el acople es demasiado sencillo que se corte con el eje incluido, en vista de que el acople y el eje van unidos herméticamente; el cortar con el “Alcarr” también implicaba que el eje, se deformara por la temperatura excesiva, lo cual, generaba demasiada vibración, ocasionando disminuir la vida útil de los rodamientos. Por estos motivos se vio necesario optar por un diseño de un mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico, de una manera más rápida y sobre todo sencilla para evitar que el eje del reductor o motores eléctricos salgan dañados o deformados por el corte de los acoples, ya que, al dañar los ejes implica que el reductor o motor eléctrico tengan que ser sustituidos.

- **Económica:** El diseño del mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico, permitirá también reducir el tiempo que demora el mantenimiento del reductor y motor eléctrico, en vista de que el tiempo es dinero, se podrá disminuir significativamente el costo de dichos mantenimientos.
- **Social:** La ergonomía o posturas en el desempeño de las tareas de mantenimiento de los técnicos mecánicos es también de suma importancia, es por ello por lo que el uso del mecanismo extractor no permitirá que los mecánicos tengan que optar por posturas incómodas que puedan desencadenar en lesiones para los técnicos, ya que, hoy en día la seguridad en el trabajo es de mucha importancia.



Figura 1: Eje de Reductor dañado.

Fuente: Elaboración propia.

1.4 LIMITACIONES

- **Limitaciones técnicas:** El mecanismo extractor está orientado a la extracción de dos únicos acoples (acople de engranajes LOVEJOY y acople con elastómeros RING FEDER). El espacio que tiene el mecanismo extractor para trabajar es lo suficientemente pequeño para que pueda entrar y extraer el acople, ya que, así se puede evitar que el reductor o el motor eléctrico sean desmontados.
- **Limitaciones de estudio.** La limitación existente en el presente proyecto es la poca información disponible referente a algún diseño o tema de tesis de otros

mecanismos extractores similares. Sin embargo, se cuenta con bastante experiencia en el cambio de los acoples tanto del reductor como del motor eléctrico, lo cual nos servirá de mucha ayuda para poder diseñar el mecanismo extractor de acoples.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES DEL PROBLEMA

Según, John Jairo Martínez Bolívar, en su proyecto de aplicación tecnológica llamado, DISEÑO DE EXTRACTOR HIDRÁULICO MANUAL DE PASADORES PARA TORRE GRÚA, nos dice en su resumen que, “El proyecto está basado en el diseño de un dispositivo hidráulico manual para la extracción e inserción de pasadores para torre grúas, facilitando el trabajo en el momento de montaje y desmontaje del equipo. Disminuyendo costos y tiempo de trabajo, reduciendo los accidentes y minimizando los niveles de ruido generados en las zonas residenciales donde se realizan los montajes de las torres grúas”.

De lo cual se concluye que, dicha información es de suma importancia, ya que, uno de los objetivos primordiales es la disminución de los costos y tiempo de mantenimiento que se le da a un determinado equipo para un funcionamiento óptimo.

Según, Deivi Elmer Rafael Vaca, en su tesis llamada, DISEÑO DE EXTRACTOR HIDRÁULICO DE PINES PARA CADENAS DE CARRILERÍA EN MAQUINARIA PESADA PARA LA EMPRESA FERREYROS TRUJILLO S.A., en una de sus conclusiones nos indique que, “Con el método de diseño por factores de cargas y resistencia diseñaron los componentes del extractor de pines de cadena de carrilería conformado por la mesa para recepcionar la cadena el soporte y refuerzos que contienen al cilindro hidráulico considerado como bastidor, el cual está sometido a grandes cargas producidas por la fuerza de acción del cilindro hidráulico; obteniendo como resultado; refuerzo posterior espesores de 1 ½ pulg., refuerzo delantero 1 pulg., montura 2 ½ pulg., tope 2 ½ pulg., base ½ pulg. con perfiles para viga del bastidor 100x80x8 mm, columna 100x40x6 mm, y mesa de recepción de viga 70x50x6.3 mm, columna 50 x 50 x 1.5 mm; de material ASTM A36”.

Concluyendo, que dicha información es de bastante importancia, en vista de que, el diseño por factores de carga y resistencias nos permite tener bien en claro el tipo de material que vamos a utilizar, las dimensiones que necesita el material para que el diseño del mecanismo extractor sea confiable.

Según, Joel Ángel Apolinario Julca, en su tesis llamada, DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 100 TONELADAS PARA EL CONFORMADODE CALAMINAS DE FIBROCENTO DE 1,2 x 0,5m en su resumen nos menciona lo siguiente, “Como una alternativa de solución a la creciente demanda de materiales de construcción de bajo costo, generada por el crecimiento demográfico en las principales ciudades del país, se ha investigado previamente en la PUCP un material compuesto de cemento, papel reciclado, quitosano y fibra de sisal. Este material denominado fibrocemento posee propiedades adecuadas para la fabricación de paneles y calaminas de bajo costo, por lo que la producción de éstas, permitiría la construcción de viviendas económicas. En esta línea de investigación, se ha previsto el desarrollo de una planta piloto para la fabricación de calaminas, dentro de la cual, una de las etapas finales de producción consiste en el prensado del fibrocemento para maximizar su resistencia, en este sentido, el objetivo de la presente tesis es diseñar una prensa hidráulica de 100 toneladas para la fabricación de calaminas según las normas NTP-ISO 9933, con la intención de evaluar las propiedades de dichas calaminas como paso previo a su producción en serie”.

Dicha tesis, en su resumen nos indica una alternativa bastante eficaz para la demanda de materiales de construcción, producida por el aumento demográfico que presenta nuestro país hoy en día, en vista de ello, dicha investigación se ha propuesto fabricar calaminas y paneles con materiales totalmente reciclables, y mejor aún, con bajo costo. Es por esto, que se ha previsto la construcción de planta piloto para la producción de calaminas. En ese sentido se ha propuesto diseñar una prensa hidráulica de 10 toneladas.

Al igual que dicho trabajo de investigación, la presente tesis, está basada en el diseño de un mecanismo extractor de acoples, con la finalidad de reducir tiempo en cuanto al mantenimiento, y al disminuir el tiempo, también reducir los costos, en vista de que la demanda de reductores y motores eléctricos van en aumento para la industria minera.

2.2 BASES TEÓRICAS

2.2.1 El diseño

“Diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema particular. Si el plan resulta en la creación de algo real, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que pueda fabricarse y comercializarse” (Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., 2008, p.4).

De lo mencionado anteriormente se puede identificar que es muy importante que en el diseño de un determinado mecanismo satisfaga la necesidad de un grupo determinado de personas para poder resolver un problema en particular; si ello resulta, entonces debe ser funcional y confiable para que pueda fabricarse y comercializarse.

“El diseño es una actividad que requiere una intensa comunicación, en la cual se usan tanto palabras como imágenes y se emplean las formas escritas y orales. Los ingenieros deben comunicarse en forma eficaz y trabajar con gente con formación en muchas disciplinas. Estas son habilidades importantes y el éxito de un ingeniero depende de ellas” (Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., 2008, p.4).

De lo cual se puede añadir, que para el diseño es de suma importancia la comunicación, tanto escrita como visual (mediante imágenes), los ingenieros respectivos deberán tener una comunicación constante y efectiva entre todos sus compañeros, ya que de esto depende su éxito en su carrera profesional.

2.2.2 Diseño en Ingeniería Mecánica

“Los ingenieros mecánicos están relacionados con la producción y el procesamiento de energía y con el suministro de los medios de producción, las herramientas de transporte y las técnicas de automatización. Las bases de su capacidad y conocimiento son extensas. Entre las bases disciplinarias se encuentran la mecánica de sólidos, de fluidos, la transferencia de masa y momento, los procesos de manufactura y las teorías de la electricidad y de la información. El diseño en ingeniería mecánica involucra todas las áreas que componen esta disciplina” (Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., 2008, p.5).

De lo cual se puede concluir que, los ingenieros mecánicos están estrechamente relacionados con la producción y el proceso de la energía, pero sobre todo con las técnicas de automatización. Sus conocimientos y experiencias deberán ser bastante amplias, sobre todo en las disciplinas como la mecánica de sólidos, en la mecánica de fluidos, en la transferencia de calor y masa, procesos de manufactura.

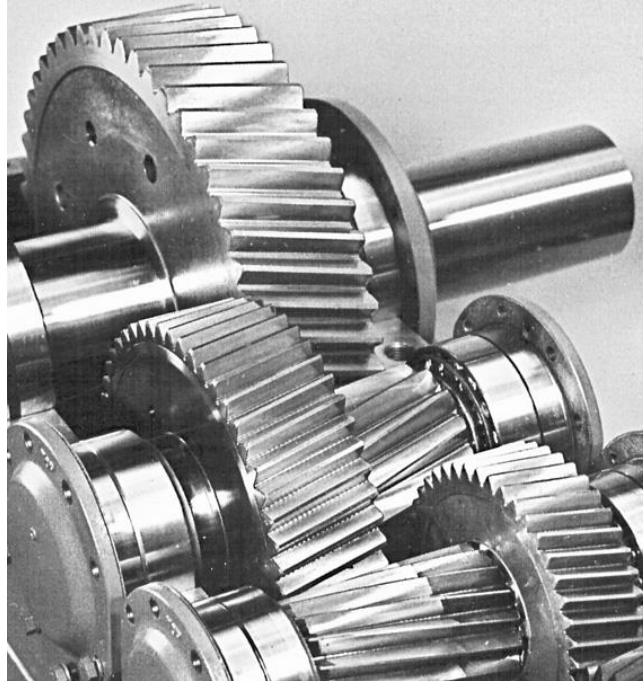


Figura 2: Caja Reductora.

Fuente: Norton, Robert, L., (2011). Diseño de Máquinas. 4.a.ed. 2011. pp. 609.

2.2.3 Esfuerzo

“El estudio de la resistencia de materiales depende del entendimiento de los principios de esfuerzo y deformación producidos por cargas aplicadas en una estructura o máquina y los miembros que conforman tales sistemas. Estos principios se presentan aquí y aplican a tipos de carga relativamente simples con énfasis en su análisis. En los problemas se dan las cargas y la geometría de los miembros y la deformación producida por el esfuerzo.” (Mott, Robert L., 2009, p.18).

Lo más importante del análisis del esfuerzo de un determinado mecanismo, es saber si el material con la que se fabricará, podrá soportar la fuerza requerida.

“El esfuerzo es la resistencia interna que ofrece un área unitaria del material del que está hecho un miembro para una carga aplicada externa” (Mott, Robert L., 2009, p.19).

De lo que se puede deducir que, el esfuerzo es la oposición que ofrece un pequeño espacio de un material determinado, de lo cual está hecho para una fuerza aplica.

El concepto de esfuerzo puede expresarse matemáticamente como:

$$\text{Esfuerzo} = \frac{\text{fuerza}}{\text{area}} = \frac{F}{A}$$

2.2.4 Diagrama de Cuerpo Libre

“Para identificar correctamente todas las fuerzas y los momentos potenciales sobre un sistema, se requiere dibujar con precisión diagramas de cuerpo libre (DCL) para cada miembro del sistema. Estos DCL deben mostrar la forma general de la parte, así como identificar todas las fuerzas y los momentos que actúan sobre ella. Quizás haya fuerzas y momentos externos aplicados a la pieza desde afuera del sistema, así como fuerzas y/o momentos de interconexión ahí donde cada pieza se une o hace contacto con partes adyacentes del montaje o sistema” (Norton, Robert L., 2011, p.5).

Se puede concluir, que para reconocer con mayor exactitud las fuerzas y los momentos que interactúan sobre un mecanismo, es de mucha importancia realizar el Diagrama de Cuerpo Libre (DCL). Es bastante probable descubrir fuerzas o momentos aislados, es decir, ahí en un lugar en el cual una pieza se junta con otra.

2.2.5 Análisis de cargas

“Esta sección presenta un breve repaso de las leyes de Newton aplicadas a sistemas cargados estática y dinámicamente. El método de solución presentado aquí podría ser algo diferente del utilizado en los anteriores cursos de estática y dinámica que el lector haya tomado. El enfoque utilizado aquí, en la aplicación de las ecuaciones en el análisis de fuerzas y momentos, fue diseñado para facilitar la programación de la solución por computadora” (Norton, Robert L., 2011 p.6).

Las leyes de Newton son muy importantes conocerlas en esta parte, en vista de que nos dará una visión bastante amplia de como poder definir bien las fuerzas y momentos que interactúan en un mecanismo determinado, dichas fuerzas o momentos que no se pueden definir suponen un signo positivo, sin tomarle relevancia a un presentimiento personal o una verificación del Diagrama de Cuerpo Libre. No conforme con ello, si las fuerzas ya están definidas, se toman los signos tal cual, para poder saber las direcciones de las fuerzas existentes.

También es bastante importante mencionar las tres leyes de Newton, dichas leyes se adaptan al movimiento de una partícula, cuando se calcula a partir de un estado de alusión sin aceleración. Dichas leyes se establecen brevemente de la siguiente manera:

a) Primera Ley de Newton

“Una partícula originalmente en reposo, o que se mueve en línea recta con velocidad constante, tiende a permanecer en este estado siempre que la partícula no se someta a una fuerza no balanceada” (Hibbeler, Russell C., 2010 p.6).

De lo cual podemos inferir que, un cuerpo en reposo o con desplazamiento recto, con una velocidad constante, procura siempre a mantener en su estado original, a menos que una fuerza exterior lo mueva.

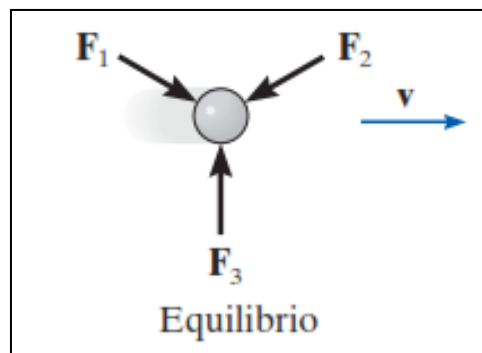


Figura 3: Primera Ley de Newton.

Fuente: Hibbeler, Russell C., (2010). Ingeniería Mecánica - Estática. 12.a.ed. 2010. pp. 6.

b) Segunda Ley de Newton

“Una partícula sobre la que actúa una fuerza no balanceada F experimenta una aceleración a que tiene la misma dirección que la fuerza y una magnitud directamente proporcional a la fuerza. Si se aplica F a una partícula de masa m , esta ley puede expresarse de manera matemática como, $F = ma$ ” (Hibbeler, Russell C., 2010 p.6).

Es también bastante conocida como Ley Fundamental de la Dinámica, es aquella que determina una vinculación proporcional entre la fuerza y la alteración de la cantidad de movimiento o momento lineal de un cuerpo. En otras palabras, la fuerza es directamente proporcional a la masa y a la aceleración de un cuerpo determinado.



Figura 4: Segunda Ley de Newton.

Fuente: Hibbeler, Russell C., (2010). Ingeniería Mecánica - Estática. 12.a.ed. 2010. pp. 6.

c) Tercera Ley de Newton

“Las fuerzas mutuas de acción y reacción entre dos partículas son iguales, opuestas y colineales” (Hibbeler, Russell C., 2010 p.6).

También conocida como Principio de Acción y Reacción. De lo que podemos inferir básicamente de esta ley es que, para toda acción siempre hay una reacción.

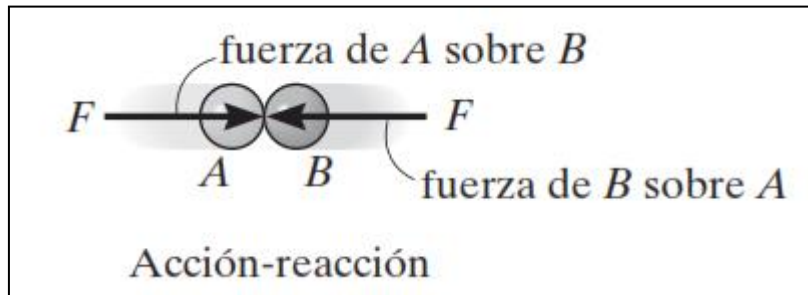


Figura 5: Tercera Ley de Newton.

Fuente: Hibbeler, Russell C., (2010). Ingeniería Mecánica - Estática. 12.a.ed. 2010. pp. 6.

2.2.6 Esfuerzo normal directo

“Uno de los tipos fundamentales de esfuerzo es el esfuerzo normal, indicado por la letra griega minúscula (sigma), donde el esfuerzo actúa perpendicular o normal a la sección transversal del miembro de carga. Si el esfuerzo también es uniforme a través del área resistente, el esfuerzo se llama esfuerzo normal directo.” (Mott, Robert L., 2009, p.20).

De lo cual se puede deducir que, el esfuerzo directo es uno de los más destacados, es comúnmente conocido por la letra griega sigma “ σ ”, en el cual generalmente va de manera perpendicular a la sección transversal del miembro de carga, si el esfuerzo es igualmente uniforme sobre el espacio de resistencia, es bastante conocido como “Esfuerzo Normal Directo”

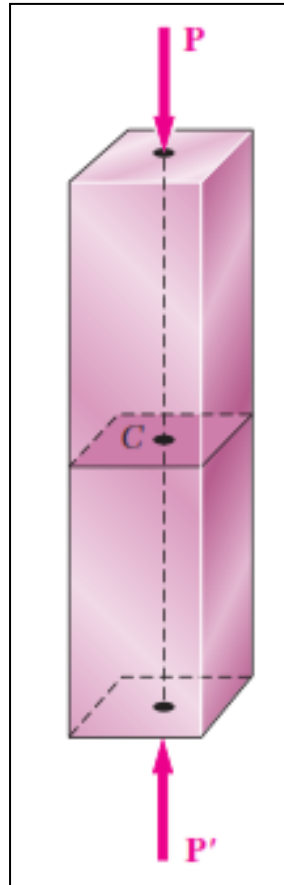


Figura 6: Esfuerzo de Compresión Directo.
Fuente: BEER Ferdinand, JOHNSTON Russell, DEWOLF John y MAZUREK David., (2010). Mecánica de Materiales. 5.a.ed. 2010. pp. 9.

“Los esfuerzos normales pueden ser de compresión o de tensión. Un esfuerzo de compresión es uno que tiende a aplastar el material del miembro de carga y a acortarlo. Un esfuerzo de tensión es uno que tiende a alargar el miembro y a separar el material.” (Mott, Robert L., 2009, p.20).

Hay dos tipos de esfuerzos normales directos, que son los más destacados para poder mencionarlos, y ellos son: Esfuerzo de Compresión y Esfuerzo de Tensión.

El Esfuerzo de Compresión, es aquel que se inclina a machacar un elemento determinado y, por ende, disminuirlo al elemento.

El esfuerzo de Tensión, es aquel que alarga a un determinado elemento hasta lograr su quebrado del elemento.

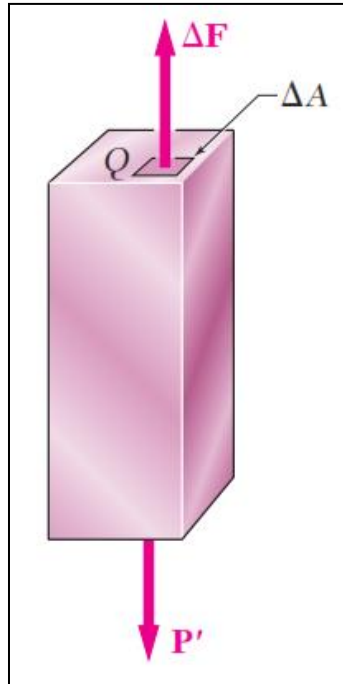


Figura 7: Esfuerzo de Tensión.

Fuente: BEER Ferdinand, JOHNSTON Russell, DEWOLF John y MAZUREK David., (2010). Mecánica de Materiales. 5.a.ed. 2010. pp. 7.

2.2.7 Esfuerzo Cortante Directo

“Cortante se refiere a una acción de corte. Cuando utiliza tijeras caseras comunes o una cizalla, hace que una hoja del par se deslice sobre la otra para cortar (cizallar) papel, tela u otro material. Un fabricante de lámina utiliza una acción de corte similar cuando corta metal para fabricar ductos. En estos ejemplos, la acción de corte avanza a todo lo largo de la línea que se va a cortar, de modo que solo una pequeña parte del corte total se haga en cualquier momento. Y, por supuesto, el objetivo de la acción es cortar en realidad el material. Esto es, desea que el material falle.” (Mott, Robert L., 2009, p.24).

La acción de cortar cualquier material con una tijera hace referencia a este tipo de esfuerzo, por lo cual se puede deducir que, el esfuerzo cortante son fuerzas internas que interactúan en un determinado material, en el cual consiste en unos esfuerzos que van paralelamente a la sección transversal del material. Con la finalidad de que el material designado llegue a fracturarse por dichos esfuerzos que se presentan.

“La fuerza cortante aplicada, es resistida uniformemente por el área de la parte que se está cortando y se produce un nivel uniforme de fuerza cortante a través del área.” (Mott, Robert L., 2009, p.24).

La fuerza cortante dada resiste equivalentemente por la zona de la parte que se va a cortar, lo que va a generar un grado equivalente de fuerza cortante sobre él.

El símbolo que se utiliza para el esfuerzo cortante es la (letra griega minúscula tau). Entonces, el esfuerzo cortante directo puede calcularse a partir de:

$$\text{Esfuerzo cortante} = \tau = \frac{\text{fuerza aplicada}}{\text{área cortante}} = \frac{P}{A_1}$$

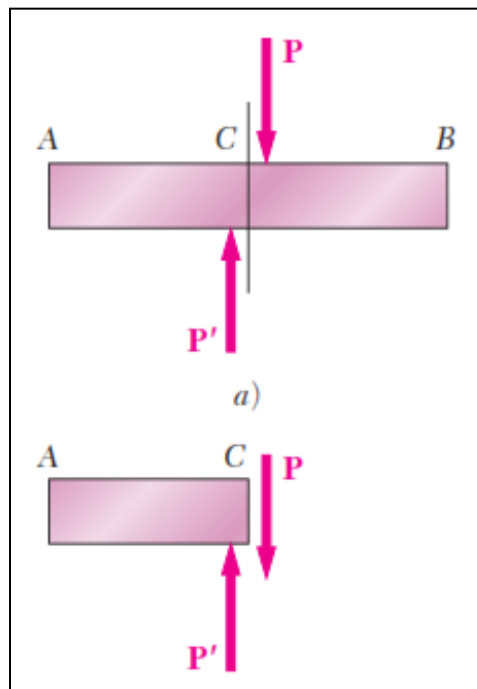


Figura 8: Esfuerzo Cortante.

Fuente: BEER Ferdinand, JOHNSTON Russell, DEWOLF John y MAZUREK David., (2010). Mecánica de Materiales. 5.a.ed. 2010. pp. 9.

2.2.8 Esfuerzo de apoyo

“Los pernos, pasadores y remaches crean esfuerzos en la superficie de apoyo o superficie de contacto de los elementos que conectan. Por ejemplo, considere nuevamente las dos placas A y B conectadas por un perno CD que se analizaron en la sección precedente en la figura N°8. El perno ejerce una fuerza P sobre la placa A igual y opuesta a la fuerza F ejercida por la placa sobre el perno (Beer, Ferdinand; Johnston, Russell; Dewolf John y Mazurek, David., 2010, p.11).

Se puede deducir que cuando un elemento rígido se apoya sobre otro elemento, este genera una trasfusión de carga; al área en el cual existe mayor

conexión, a esta área es al que se denomina comúnmente como Esfuerzo de Contacto.

Del mismo modo que el esfuerzo de compresión, dicho esfuerzo incita a machacar al área del elemento que se encuentra en contacto con ella.

El esfuerzo de apoyo se calcula igual que los esfuerzos normales directos:

$$\sigma_b = \frac{\text{carga aplicada}}{\text{área de apoyo}} = \frac{P}{t \cdot d}$$

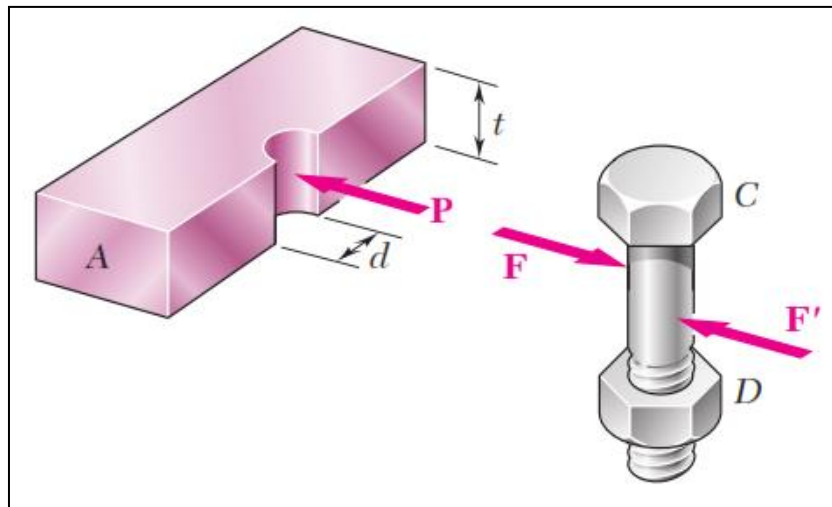


Figura 9: Esfuerzo de Apoyo.

Fuente: BEER Ferdinand, JOHNSTON Russell, DEWOLF John y MAZUREK David., (2010). Mecánica de Materiales. 5.a.ed. 2010. pp. 11.

2.2.9 Rodamientos

“Los rodillos se conocen como un medio para mover objetos pesados desde tiempos remotos, y hay evidencia del uso de cojinetes de bolas de empuje en el primer siglo a.c.; no obstante, fue hasta el siglo XX que la mejora en los materiales y la tecnología de manufactura permitió que se obtuvieran cojinetes de rodamiento de precisión” (Norton, Robert L., 2011, p.515).

Los rodamientos en tiempos remotos, incluso a.c, tuvo un lugar bastante importante, en vista de que, ya se utilizaban los rodamientos de bolas para mover objetos bastante grandes. Sin embargo, fue hasta el siglo XX, que el progreso en los insumos y la tecnología de fabricación de los rodamientos, tuvieron un lugar importante, sobre todo en su precisión.

“La necesidad de mayor rapidez, con resistencia a temperaturas más altas en cojinetes de baja fricción, fue provocada por el desarrollo de turbinas de gas para la

aviación. Muchos trabajos de investigación desde la Segunda Guerra Mundial han dado como resultado que cojinetes de rodamiento de alta calidad y alta precisión estén disponibles a un costo bastante razonable” (Norton, Robert L., 2011, p.515).

El progreso de turbinas a gas, fue de los motivos más importantes para que la exigencia en cuanto al aumento de velocidades y resistencia a altas temperaturas de los rodamientos, tomen un incremento progresivo a través del tiempo. Bastantes investigaciones a partir de acontecimientos que marcaron al mundo entero, han dado como final, que los rodamientos de alta calidad y sobre todo de precisión, estén a la mano, a un costo muy bajo.

A continuación, se definen dos grandes categorías de rodamientos:

2.2.10 Tipos de rodamientos:

a) Rodamiento de Bolas

“Aprisionan varias esferas de acero endurecido y esmerilado entre dos canaletas: una interior y una exterior, para cojinetes radiales; o superior e inferior, para cojinetes de empuje. Se utiliza un retén (también llamado jaula o separador) para mantener las bolas adecuadamente espaciadas alrededor de las pistas, como se indica en la figura que se muestra posteriormente” (Norton, Robert L., 2011, p.516).

Son aquellos rodamientos que sujetan varias bolas fabricadas principalmente de acero endurecido, sujetos entre dos pistas, una inferior y otra exterior, para rodamientos radiales; o superior e inferior, para rodamientos de empuje. Se hace el uso de un retén para estabilizar las bolas en un solo punto para que estas no puedan desprenderse.

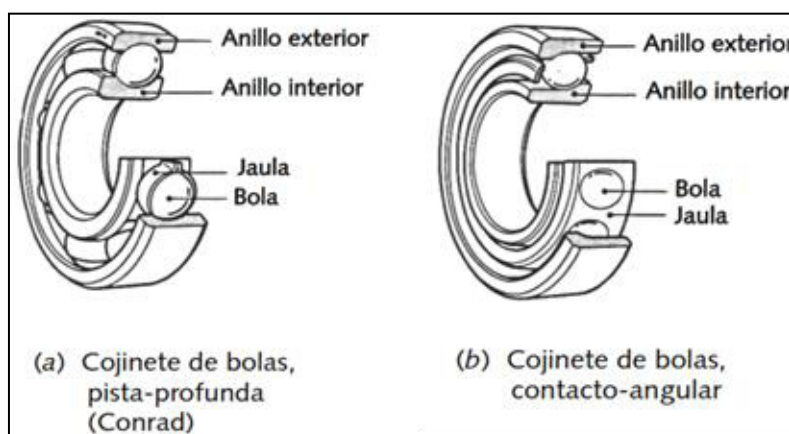


Figura 10:Tipos de Rodamientos de Bolas.

Fuente: Norton, Robert, L., (2011). Diseño de Máquinas. 4.a.ed. 2011. pp. 516.

b) Rodamiento de Rodillos

“Utilizan entre las pistas de rodillos rectos, cónicos o contorneados, como se ilustra en la figura posterior. En general, los cojinetes de rodillos pueden soportar cargas estáticas y dinámicas (de choque) más grandes que los cojinetes de bolas, debido a su línea de contacto, a la vez que son menos costosos en tamaños mayores y cargas más pesadas” (Norton, Robert L., 2011, p.516).

Estos rodamientos son aquellos que utilizan, en vez de bolas; unos rodillos, cónicos, rectos o contorneados. Estos rodamientos son utilizados básicamente para soportar cargas estáticas o dinámicas, muchas enormes que los rodamientos de bolas, gracias a su línea de contacto; por otro lado, son de bajo precio en mercado en tamaños altos y cargas más altas.

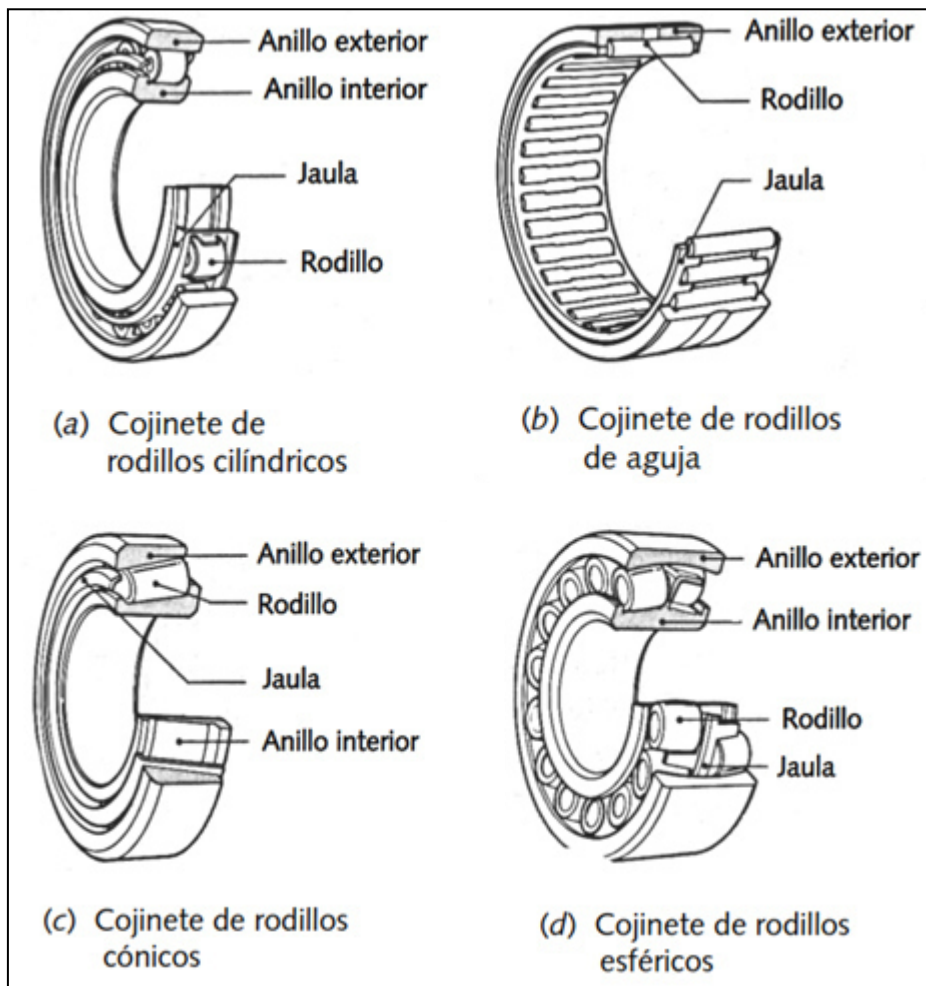


Figura 11:Tipos de Rodamientos de Rodillos.

Fuente: Norton, Robert, L., (2011). Diseño de Máquinas. 4.a.ed. 2011. pp. 517.

2.2.11 Diseño de ejes

“La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga, afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050” (Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., 2008, p.345).

Para el diseño de los diferentes ejes ya existentes, la decisión de seleccionar los diversos materiales con la que se fabricará, se ve perjudicado por la resistencia que tendría que aguantar los diferentes esfuerzos de carga, lo que implica que se tiene que realizar una buena selección del material a utilizar.

“A menudo, no está garantizado el incremento significativo de la resistencia proveniente del tratamiento térmico ni el contenido de alta aleación. La falla por fatiga se reduce moderadamente mediante el incremento de la resistencia, y después solo a cierto nivel antes de que los efectos adversos en el límite de resistencia a la fatiga y la sensibilidad a la muesca comience a contrarrestar los beneficios de una resistencia mayor. Una buena práctica consiste en iniciar con un acero de bajo o medio carbono de bajo costo, como primer paso en los cálculos del diseño. Si las consideraciones de resistencia resultan dominar sobre las de flexión, entonces debe probarse un material con mayor resistencia, lo que permite que los tamaños del eje se reduzcan hasta que el exceso de deflexión adquiera importancia. El costo del material y su procesamiento debe ponderarse en relación con la necesidad de contar con diámetros de eje más pequeños” (Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., 2008, p.345).

Frecuentemente el hecho de que se aumente notablemente la resistencia de un determinado material mediante un tratamiento térmico, no asegura que dicho material tenga la resistencia suficiente para poder soportar una determinada fuerza. Al incrementar la resistencia, hay menos posibilidades que el material falle por fatiga; por ello, un mejor hábito puede ser, empezar con un acero de bajo o medio carbono de menor costo, como para poder iniciar los cálculos de diseño. Si el estudio de la resistencia termina por mandar sobre la deflexión, por lo tanto, se deberá probar con un elemento de mayor resistencia, lo que provoca que el tamaño del eje disminuya hasta que el excedente de deflexión obtenga un grado más de relevancia. El costo y el procesamiento del material deberá obtener importancia en la medida de la elección del eje con menor diámetro, ya que, cuanto más pequeños sean, será mucho más fácil el montaje y menos espacio ocupará.

2.2.12 Esfuerzos en ejes

“Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios” (Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., 2008, p.351).

Es fundamental conocer que los esfuerzos tanto de flexión, torsión como axial pueden presentarse como medios o alternantes, para dicho estudio es adecuadamente mezclar dichos esfuerzos en las ecuaciones de Von Mises.

Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones para aplicaciones de ejes.

$$\begin{aligned}\sigma_a &= K_f \frac{M_a c}{I} & \sigma_m &= K_f \frac{M_m c}{I} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{T_a c}{J} & \tau_m &= K_{fs} \frac{T_m c}{J}\end{aligned}$$

Donde M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión. Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I y J , lo que resulta en:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} & \sigma_m &= K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \\ \tau_a &= K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} & \tau_m &= K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3}\end{aligned}$$

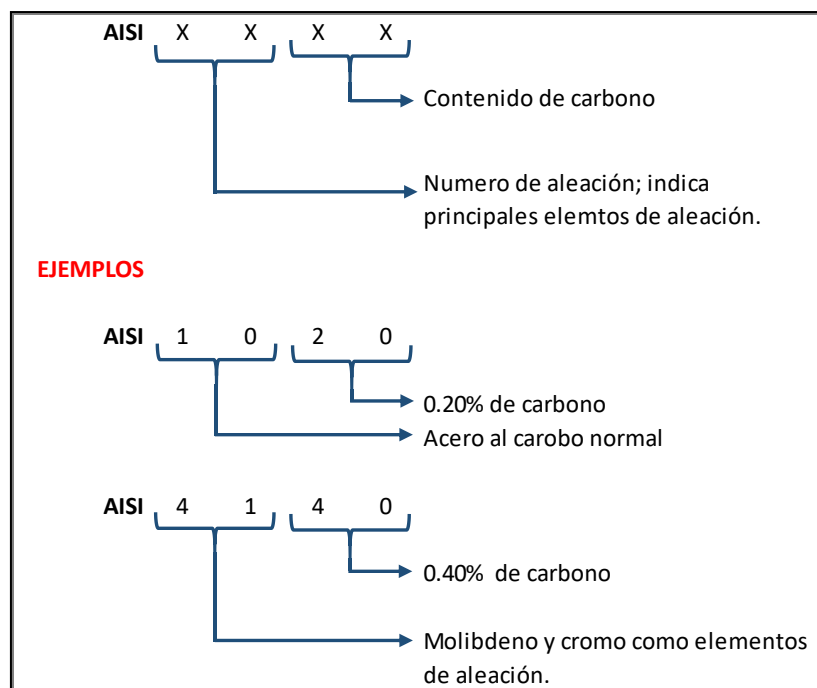
2.2.13 El acero

“El término acero se refiere a aleaciones de hierro y carbón y, en muchos casos, a otros elementos. Debido al gran número de aceros disponibles, en esta sección se clasificarán como aceros al carbón, aceros aleados, aceros inoxidables y aceros estructurales.” (Mott, Robert L., 2009 p.71).

Por lo tanto, se puede deducir que, el acero es una aleación de hierro y carbono, hay muchos diferentes tipos de aceros, pero los que comúnmente se utilizan son los aceros al carbono, aleados, inoxidables y los estructurales.

“Para aceros al carbón y aceros aleados se utiliza un código de designación de cuatro dígitos para definir cada aleación. El esquema N°1 muestra el significado de cada dígito. Los cuatro dígitos serían los mismos para aceros clasificados por el Instituto Estadounidense del Acero (AISI, American Iron Institute) y la Asociación de Ingenieros Automotrices (Society of Automotive Engineers). (Mott, Robert L., 2009 p.72).

Para este caso los aceros al carbono y los aceros aleados van a emplear la nomenclatura de 4 dígitos para determinar cada aleación, dichos dígitos serán designados por el Instituto Americano del Hierro y el Acero (AISI).



Esquema 1: Sistema de Designación del Acero.

Fuente: Mott, Robert, L., (2009). Resistencia de Materiales.5.a. ed. 2009. pp. 71.

2.2.14 Aceros estructurales

“Los aceros estructurales se producen en las formas de lámina, placa, barras, tubería y perfiles estructurales tales como vigas I, vigas de patín ancho, canales y ángulos. La ASTM asigna una designación de número a estos aceros, la cual es el número del estándar que define las propiedades mínimas requeridas.” (Mott, Robert L., 2009, p.75).

Estos aceros ASTM, son los comúnmente más utilizados para el diseño de estructuras metálicas, en vista de que, se fabrican de diferentes maneras como tubos,

perfiles, vigas, entre otros. La Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales (ASTM), es la entidad encargada de nombrarlos con una numeración particular.

“Un acero muy popular para aplicaciones estructurales es el ASTM A36, un acero al carbón utilizado para muchos perfiles, placas y barras comercialmente disponibles. Tiene una resistencia mínima a la fluencia de 36 ksi (248 MPa), es soldable y se utiliza en puentes, edificios para propósitos estructurales generales.” (Mott, Robert L., 2009, p.75).

El acero ASTM A36, es uno de los aceros más utilizados y comerciales, es por ello que su utilización generalmente está en la fabricación de puentes, edificios y para el diseño de diferentes estructuras, metálicas.

2.2.15 Acoplamientos

“Hay una gran variedad de acoplamientos de ejes comerciales, desde acoplamientos rígidos simplemente acuñados hasta diseños elaborados que utilizan engranes, elastómeros o fluidos para transmitir torque de uno a otros ejes o a otros dispositivos, en presencia de varios tipos de desalineaciones. Los acoplamientos se dividen en dos grandes categorías: rígidos y flexibles. Elástico en este contexto significa que el acoplamiento puede absorber algo de la desalineación entre los dos ejes y rígido implica que no se permite desalineación entre los ejes conectados” (Norton, Robert L., 2011, p.466).

Existen diferentes tipos de acoplamientos, elaborados con engranajes acuñados de manera sencilla, hasta haciendo el uso de unos elastómeros, para la transmisión del torque, por ello la clasificación básica de los acoplamientos son dos: los rígidos y los flexibles. Para un mejor entendimiento los Elásticos son aquellos que absorben en algo un movimiento que pueden desalinear los dos ejes.

a) Acoplamientos rígidos

“Los acoplamientos rígidos conectan los ejes sin permitir movimiento relativo entre ellos; sin embargo, es posible algún ajuste axial en el montaje. Se utilizan cuando la precisión y la fidelidad de la transmisión del torque es de primordial importancia como, por ejemplo, cuando la relación de fase entre el dispositivo impulsor y el dispositivo impulsado se debe mantener con precisión. Por consiguiente, la maquinaria de producción impulsada por grandes ejes en línea usa con frecuencia acoplamientos rígidos entre las secciones del eje” (Norton, Robert L., 2011, p.467).

Se puede inferir que, los acoplamientos rígidos son de suma importancia, sobre todo, cuando el torque que se quiere transmitir del mecanismo impulsor al mecanismo

impulsado sea con la mayor precisión posible, en vista de que no es consentido el desplazamiento entre estos, no obstante, es posible algún ajuste axial a la hora del montaje. Por lo que es primordial el uso de acoplamientos rígidos en ejes de maquinarias en el cual sean bastante grandes y que requieran precisión a la de la transmisión de la fuerza.



Figura 12: Varios tipos y tamaños de Acoplamientos Rígidos para ejes.

Fuente: Norton, Robert, L., (2011). Diseño de Máquinas. 4.a.ed. 2011. pp. 467.

b) Acoplamientos flexibles

“Un eje, como un cuerpo rígido, tiene seis grados potenciales de libertad (GDL) con respecto a un segundo eje. Sin embargo, debido a la simetría sólo cuatro de estos GDL son de interés. Se trata de las desalineaciones axial, angular, paralela y torsional, que pueden ocurrir individualmente o combinados, y se presentan en los ensambles debido a las tolerancias de fabricación, o quizás ocurran durante la operación como resultado de los movimientos relativos de los dos ejes” (Norton, Robert L., 2011, p.468)

Un eje determinado tiene 6 grados de libertad (GDL) con respecto a otro, por lo que solo son 4 de suma importancia, y que se mostrarán en la figura que se muestra a continuación, dichas desalineaciones pueden suceder individualmente o mezclados, y se exponen en los ensambles en consecuencia a las tolerancias de producción, o

probablemente durante la operación, como consecuencia de los movimientos de los ejes.

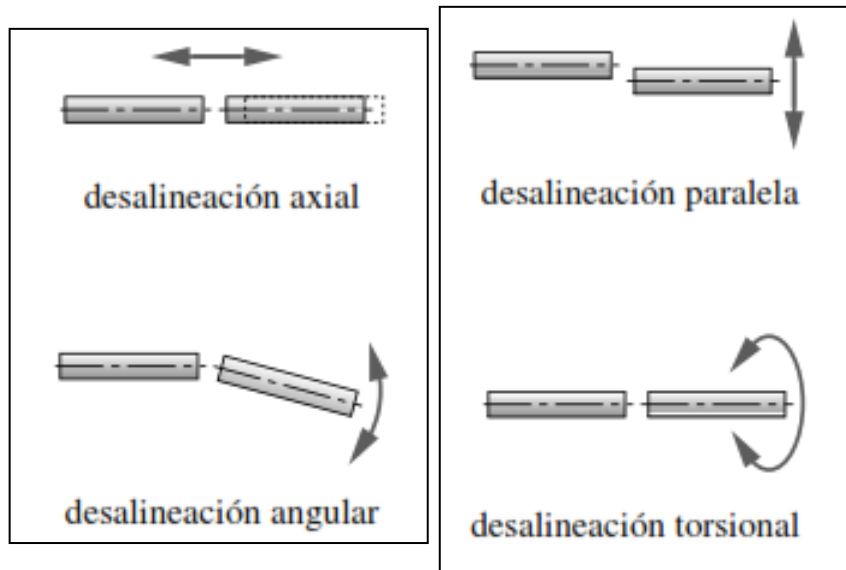


Figura 13:Tipos de desalineación en Ejes.

Fuente: Norton, Robert, L., (2011). Diseño de Máquinas. 4.a.ed. 2011. pp. 468.

“Se fabrican numerosos diseños de acoplamientos con tolerancia y cada uno ofrece una combinación de características diferentes. El diseñador generalmente encuentra el acoplamiento comercial adecuado para cualquier aplicación. Los acoplamientos flexibles se dividen en varias subcategorías, junto con algunas de sus características” (Norton, Robert L., 2011, p.468).

Las producciones de los diferentes acoples flexibles ofrecen una característica diferente, por lo que, al momento de seleccionar los acoples se tiene que tener bastante en cuenta las tolerancias que se requiere para lo que se quiera acoplar, existen distintas variedades de acoples, y cada una de ellas con sus características diferentes.

Tabla 1.*Características de varios tipos de Acoplamientos.*

DESIGNACIÓN DE TOLERANCIAS					
Clase	Axial	Angular	Paralela	Torsional	Comentarios
Rígida	Grande	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Requiere alineación precisa.
Quijada	Ligera	Ligera (<2°)	Ligera (3%d)	Moderada	Absorción de choque; juego significativo.
Engrane	Grande	Ligera (<5°)	Ligera (<1/2%d)	Ninguna	Juego ligero; gran capacidad de torque.
Ranura	Grande	Ninguna	Ninguna	Ninguna	Juego ligero; gran capacidad de torque.
Helicoidal	Ligera	Grande (20°)	Ligera (<1%d)	Ninguna	Una pieza, compacta; sin juego.
Fuelle	Ligera	Grande (17°)	Moderada (<20%d)	Ninguna	Sujeto a falla por fatiga.
Disco flexible	Ligera	Ligera (3°)	Ligera (<2%d)	De ligera a ninguna	Absorción de choque; sin juego.
Eslabón (Schmidt)	Ninguna	Ligera (5°)	Grande (<200%d)	Ninguna	Sin juego; sin cargas laterales sobre el eje.
Hooke	Ninguna	Grande	Grande (en pares)	Ninguna	Juego ligero; variación de rapidez a menos que se use en pares.
Rzeppa	Ninguna	Grande	Ninguna	Ninguna	Velocidad constante.

Fuente: Norton, Robert, L., (2011). Diseño de Máquinas. 4.a.ed. 2011. pp. 469.

2.2.16 Hidráulica

“La hidráulica utiliza básicamente los fluidos hidráulicos como medios de presión para mover los pistones de los cilindros. En la figura que se muestra en la parte inferior, se representa el movimiento típico de un pistón dentro del cilindro gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y un conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización” (Creus, Antonio, 2007, p.11).

De lo que podemos afirmar que, es indispensable la utilización de un fluido hidráulico para poder así mover un pistón de un cilindro. Existe un conjunto de componentes como la bomba hidráulica, un depósito del fluido y sus respectivas cañerías por el cual circula el fluido hidráulico; para poder representar el movimiento de un pistón dentro de un cilindro, por la acción de un sistema hidráulico.

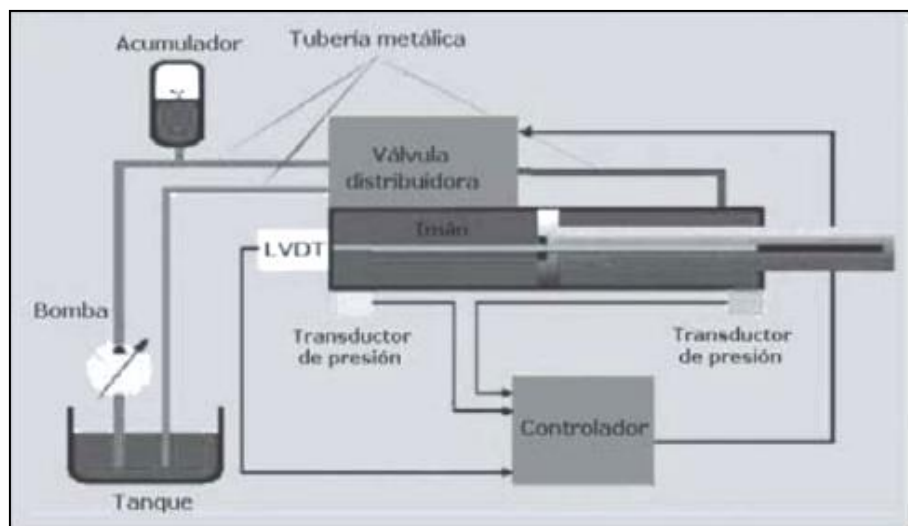


Figura 14: Circuito típico de un pistón dentro del cilindro en un sistema hidráulico.

Fuente: Creus Solé, Antonio, (2007). Neumática e Hidráulica. 4.a.ed. 2007. pp. 11.

“Los sistemas hidráulicos se aplican típicamente en dispositivos móviles, tales como maquinaria de construcción, excavadoras, plataformas elevadoras, aparatos de elevación y transporte, maquinaria para agricultura y simuladores de vuelo. Sus aplicaciones en dispositivos fijos abarcan la fabricación y montaje de máquinas de todo tipo, líneas transfer, aparatos de elevación y transporte, prensas, máquinas de inyección y moldeo, máquinas de laminación, ascensores y monta-cargas” (Creus, Antonio, 2007, p.12).

La aplicación de los sistemas hidráulicos, es bastante amplia como en maquinaria de construcción, maquinaria pesada, maquinaria para la agricultura, elevadores, entre otros más; ya que, puedes mover elementos de gran tamaño, o en su defecto mover varias toneladas de material, con el simple hecho de mover una palanca o presionar una botonera.

A continuación, se muestran las ventajas y desventajas más importantes de los sistemas hidráulicos que nos van a dar una idea mucho más amplia de los usos de la hidráulica en todos los ámbitos de la industria.

Tabla 2.

Ventajas y Desventajas de la hidráulica.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Gran potencia transmitida con pequeños componentes.	Polución del ambiente con riesgo de incendio y accidentes en el caso de fuga de aceite.
Posicionamiento preciso.	Sensibilidad a la suciedad.
Arranque con cargas pesadas.	Peligro presente debido a las excesivas presiones.
Movimientos lineales independientes de la carga.	Dependencia de la temperatura por cambios en la viscosidad.
Operación suave e inversa.	Bastante peligroso al momento de operar una maquinaria.
Buen control y regulación y disipación favorable de calor.	El mantenimiento de los diferentes sistemas hidráulicos requiere de mano especializada.

Fuente: Creus Solé, Antonio, (2007). Neumática e Hidráulica. 4.a.ed. 2007. pp. 12.

2.2.17 Bomba Hidráulica

“La bomba hidráulica convierte la energía mecánica desarrollada por el motor eléctrico en energía de presión hidráulica” (Creus, Antonio, 2007, p.206).

La bomba hidráulica es un elemento indispensable en un sistema hidráulico, en vista de que, es el que transforma la energía mecánica proporcionada por el motor eléctrico, en energía hidráulica para poder así, mover cualquier dispositivo hidráulico.

La potencia eléctrica entregada es:

$$Potencia = \frac{Potencia\ en\ kW * Desplazamiento\ bomba\ (cm^3 / rev) * rpm\ eje\ bomba}{600.000 * Rendimiento\ bomba\ (0,8 - 0,9)}$$

a) Bomba de desplazamiento positivo

“Bomba de desplazamiento positivo que entrega un volumen de líquido en cada ciclo, si la impulsión se cierra, la presión aumenta mucho por lo que precisa de un regulador de presión o de una válvula de seguridad; es capaz de dar una presión que alcanza los 800 bares” (Creus, Antonio, 2007, p.206).

Es aquella bomba que da un volumen determinado de fluido cada ciclo. Si dicha impulsión se cierra, la presión aumentaría de manera progresiva, en vista de

ello, es necesario el uso de un regulador de presión, o en su defecto una válvula de seguridad. Entre estos están las gatas hidráulicas, las bombas manuales, entre otros.

b) Bomba de desplazamiento volumétrico.

“Bomba de desplazamiento volumétrico, entre las que se encuentran engranajes, lóbulos, tornillos, paletas, pistón axial y pistón radial” (Creus, Antonio, 2007, p.206).

Son aquellas que entregan un volumen constante a medida que la bomba comienza a actuar. Entre ellas estas las bombas de engranajes, lóbulos, tornillos, paletas, pistón, entre otros.



Figura 15:Bomba Hidráulica de accionamiento manual.
Fuente: <https://www.enerpac.com/es/bombas-manuales>

2.3 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS

- **Caja de engranajes o reductor:**

Aparato mecánico que transforma la alta velocidad y bajo par de un movimiento rotativo, a un movimiento de baja velocidad y alto par.

Recuperado de: Creus Solé, Antonio. Neumática e Hidráulica. 4.a.ed., 2007. pp. 383

- **Engranaje:**

Los engranajes son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hacia otro. Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido. Los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engrane.

Recuperado de: Mott, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4 a. ed., 2006. pp. 301.

- **Cojinete:**

El propósito de un cojinete es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina. El término cojinete con contacto de rodadura se refiere a una gran variedad de cojinetes llamados “Rodamientos”, los cuales utilizan bolas esféricas o algún otro tipo de rodillo en los elementos estacionario y móvil.

Recuperado de: Mott, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4.a. ed., 2006. pp. 598.

- **Acoplamiento:**

Unión de dos ejes con o sin la misma velocidad. Si se puede suprimir la transmisión a voluntad se denominan embragues.

Recuperado de: Diccionario Enciclopédico Vox 1. 2009. Larousse Editorial, S.L.

- **Eje:**

Un eje es un elemento rotatorio, por lo general, de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento.

Recuperado de: Budynas, Richard G. y Nisbett, Keith J., Diseño de Elementos de Máquinas. 9.a ed., 2008. pp. 344

- **Motor eléctrico:**

El tipo más común de motor de “corriente alterna”, es el motor trifásico de inducción. Básicamente, conste en un estator con devanados de estator y un ensamblado de rotor construido conforme a un marco cilíndrico de barras metálicas integradas en una configuración tipo “jaula de ardilla”.

Recuperado de: Floyd, Thomas L., Principios de Circuitos Eléctricos. 8.a ed., 2007. pp. 889.

- **Estator:**

Parte externa estacionaria de un generador o un motor.

Recuperado de: Floyd, Thomas L., Principios de Circuitos Eléctricos. 8.a ed., 2007. pp. 942.

- **Rotor:**

Ensamble rotatorio en un generador o un motor.

Recuperado de: Floyd, Thomas L., Principios de Circuitos Eléctricos. 8.a ed., 2007. pp. 942.

- **Par:**

Fuerza de torsión sobre un eje, dando lugar a su rotación. Medida en Nm, libras.pie, libras. pulgadas.

Recuperado de: Creus Solé, Antonio. Neumática e Hidráulica. 4.a.ed., 2007. pp. 383.

- **Diseño Mecánico:**

Es el proceso de diseño o selección de componentes mecánicos para conjuntarlos y lograr una función deseada.

Recuperado de: Mott, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4.a ed., 2006. pp. 14.

- **Esfuerzo:**

Acción que tiende a deformar un cuerpo. Dice también de la fuerza por unidad de superficie aplicada a un cuerpo. Consecuencia de la posición relativa de la fuerza y la superficie se tienen esfuerzos de tracción, compresión y cizalladura.

Recuperado de: Diccionario Enciclopédico Vox 1. 2009. Larousse Editorial, S.L.

- **Máquina:**

Es una combinación de mecanismos y de otros componentes que transforma, transmite o emplea energía, carga o movimiento para un propósito específico.

Recuperado de: HAMROCK, Bernard J., JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Elementos de Máquinas. 1.a ed., 2000. pp. 3.

- **Mecanismo:**

Conjunto de piezas que realizan determinada función mediante una serie de movimientos combinados y coordinados.

Recuperado de: Gran Diccionario de la Lengua Española 2016 Larousse Editorial, S.L.

- **Acero:**

Aleación que consiste principalmente en hierro (usualmente más de 98%). También contiene pequeñas cantidades de carbono, silicio, manganeso, azufre, fósforo y otros materiales.

Recuperado de: McCormac, Jack C. y Csernak, Stephen F., Diseño de Estructuras de Acero. 5.a ed., 2012. pp. 702.

- **ASTM:**

American Society for Testing and Materials (Asociación Estadounidense para Pruebas y Materiales), asigna una designación de número a los aceros, la cual es el número del estándar que define las propiedades mínimas requeridas.

Recuperado de: Mott, Robert L. Resistencia de Materiales. 5.a ed., 2009. pp. 75.

- **VDI:**

Verein Deutscher Ingenieure (Association of German Engineers), es el tercer organismo de normalización técnica más grande de Alemania, encargado de revisar y publicar reglamentos técnicos dentro del campo de la tecnología.

Recuperado de: <https://www.vdi.eu/engineering/vdi-standards/>

- **Elasticidad:**

Capacidad de un material de regresar a su forma original después que se ha cargado y luego descargado.

Recuperado de: McCormac, Jack C. y Csernak, Stephen F., Diseño de Estructuras de Acero. 5.a ed., 2013. pp. 704

- **Límite de fatiga:**

Esfuerzo máximo tipo fatiga en un material para el cual el material parece tener una vida infinita.

Recuperado de: McCormac, Jack C. y Csernak, Stephen F., Diseño de Estructuras de Acero. 5.a ed., 2012. pp. 705

- **Límite elástico:**

Máximo esfuerzo que un material puede resistir sin deformarse permanentemente.

Recuperado de: McCormac, Jack C. y Csernak, Stephen F., Diseño de Estructuras de Acero. 5.a ed., 2012. pp. 705

- **Factor de seguridad:**

Un número, comúnmente mayor a 1.0, entre el cual se divide la resistencia nominal para considerar las incertidumbres de la carga y la manera y consecuencias de la falla.

Recuperado de: McCormac, Jack C. y Csernak, Stephen F., Diseño de Estructuras de Acero. 5.a ed., 2012. pp. 704

- **Hidráulica:**

Parte de la mecánica que estudia el equilibrio y el movimiento de los fluidos.

Recuperado de: Gran Diccionario de la Lengua Española. 2016. Larousse Editorial, S.L.

- **Fluido hidráulico:**

Líquido presurizado (aceite) para la transmisión de potencia contenido en una unidad de potencia, tuberías y un cilindro o motor.

Recuperado de: Creus Solé, Antonio. Neumática e Hidráulica. 4.a.ed., 2007. pp. 383

- **Presión:**

Fuerza que ejerce por unidad de superficie un sólido, líquido o gas que tiende a mover o comprimir un cuerpo

Recuperado de: Gran Diccionario de la Lengua Española. 2016. Larousse Editorial, S.L.

- **Temperatura:**

Magnitud física que mide de forma objetiva la sensación subjetiva de frío o calor que produce el contacto con un cuerpo.

Recuperado de: Gran Diccionario de la Lengua Española. 2016 Larousse Editorial, S.L.

- **Oxicorte:**

Técnica de cortar metales o aleaciones por oxidación a alta temperatura.

Recuperado de: Gran Diccionario de la Lengua Española. 2016 Larousse Editorial, S.L.

CAPITULO III: METODOLOGÍA

3.1 METODOLOGÍA APLICADA PARA EL DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN

- Investigación documental. Enfocado en la recopilación de datos tomados en libros de diseño de sistemas mecánicos, catálogos, procedimiento de trabajo seguro (PETS), investigaciones de tesis, internet.
- Ejecutar trabajo de campo enfocado en el análisis de variables presentadas en el proceso de mantenimiento del REDUCTOR Y MOTOR ELÉCTRICO.
- Realizar encuestas relacionadas con el ambiente de trabajo para identificar variables que se presentan en el proceso.
- Realizar el análisis de Tecnologías actuales para la solución del problema presentado.

3.2 ALCANCE

La presente tesis se centrará en el diseño de un mecanismo extractor manual para el retiro de los acoples tanto del REDUCTOR como del MOTOR ELÉCTRICO, que hacen girar a la faja transportadora de mineral, el cual no podrá exceder de un peso de 30 kilos, para su fácil transporte y cómoda operación.

3.3 LIMITACIONES

- Costo de fabricación del mecanismo extractor no excederá los S/ 8100 nuevos soles.
- Los tiempos de operación del mecanismo extractor en la elaboración del trabajo de extraer los acoples del REDUCTOR y MOTOR ELÉCTRICO no excederán los 20 min.

3.4 DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

El tipo de estudio que tendrá la presente tesis es de “Investigación Tecnológica”.

El ámbito donde se aplicará la presente tesis es en el SECTOR MINERO, que se desarrolla en las áreas de “Mantenimiento Chancado C-2” de Sociedad Minera Cerro Verde.

En la investigación que se va a desarrollar las variables que se deben analizar son:

- Procedimientos para el mantenimiento del REDUCTOR.
- Tiempos empleados la extracción de los acoples del reductor y del motor eléctrico.
- Costos empleados en el proceso de mantenimiento del REDUCTOR.

3.5 POBLACIÓN

En este caso, por ser el trabajo de “Investigación Tecnológica”, la población vendría ser solo la máquina a la que está destinada.

CAPITULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

4.1 IDENTIFICACIÓN DE REQUERIMIENTOS

4.1.1 Estado de la tecnología

A continuación, se mencionarán las marcas más utilizadas en nuestro entorno laboral, de los diferentes mecanismos extractores existentes en nuestro mercado.

4.1.2 Extractores Hidráulicos “ENERPAC”:

- Año y país de fundación: fue creado en 1959, en Wisconsin, EE. UU, por Phil Brumder.
- Sede central: Menomonee Falls, Wisconsin, Estados Unidos
- Área a la que presta servicio: Todo el mundo.
- Descripción de los mecanismos extractores hidráulicos “SynGrip”:
 - El mecanismo SyncGrip sincroniza el movimiento de todas las mordazas para obtener agarre simultáneo.
 - La fuerza de tracción aplicada hidráulicamente aumenta la capacidad de tracción y reduce la fatiga del operador.
 - Las mordazas estándar se ajustan para adaptarse a diferentes requisitos de alcance. Conjuntos de mordazas largas opcionales disponibles para requerimientos de alcance adicional.
 - Diseñado para aplicaciones como extracción, empuje y desmontaje de engranajes, cojinetes, vástagos, etc.
 - Todos los conjuntos incluyen: Los conjuntos de 14 toneladas incluyen un acoplador hembra AR-630, un adaptador para manómetro GA45 y un manómetro G2535L.
 - Capacidad del extractor a 7,850 psi, la capacidad máxima del cilindro @ 10,000 psi es 64.6 toneladas.

- Número de modelo de conjuntos con mordaza larga - El conjunto de mordaza incluye tres mordazas.

a) Extractor hidráulico SynGrip, con Bomba Manual, MPS14H:

- Serie : MPS
- Línea de producto : Herramientas Industriales.
- Especificaciones : Se detallan las especificaciones del extractor hidráulico MPS14H, ver tabla N°3.

Tabla 3.

Especificaciones de Extractor hidráulico MPS14H.

Especificación	Capacidad
Máxima Presión de Funcionamiento.	10,000 psi
Capacidad.	14 Tn
Fuente de Potencia de la Bomba.	Bomba manual
Fuente de Potencia del Extractor.	Hidráulico
Extensión Máxima.	350mm.
Alcance Máximo.	320mm.
Peso.	25kg.

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/conjuntos-de-extractores/conjunto-de-extractores-sync-grip-master/MPS14H>

- Dimensiones: Se detallan las dimensiones del extractor hidráulico MPS14H, ver tabla N°4.

Tabla 4.

Dimensiones de Extractor hidráulico MPS14H.

Especificación	Dimensión
Mordazas Espesor.	24,892mm.
Mordazas Ancho.	14,986mm.
Mordazas Altura.	12,446mm.
Espaciamiento de orificios en la mordaza.	83,058mm.

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/conjuntos-de-extractores/conjunto-de-extractores-sync-grip-master/MPS14H>



Figura 16: Conjunto de Extractor Hidráulico SynGrip, MPS14H

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/conjuntos-de-extractores/conjunto-de-extractores-sync-grip-master/MPS14H>

b) Extractor hidráulico SynGrip, con Bomba Eléctrica, MPS14EB:

- Serie : MPS.
- Línea de producto : Herramientas Industriales.
- Especificaciones : Se detallan las especificaciones del extractor hidráulico MPS14EB, ver tabla N°5.

Tabla 5.

Especificaciones de Extractor hidráulico MPS14EB

Especificación	Especificación
Máxima Presión de Funcionamiento.	10,000 psi
Capacidad.	36Tn.
Fuente de Potencia de la Bomba.	Bomba Eléctrica(115v)
Fuente de Potencia del Extractor.	Hidráulico
Extensión Máxima.	650 mm.
Alcance Máximo.	410 mm.
Peso.	75 kg.

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/conjuntos-de-extractores/conjunto-de-extractores-sync-grip-master/MPS14EB>

- Dimensiones: Se detallan las dimensiones del extractor hidráulico MPS14EB, ver tabla N°6.

Tabla 6.

Dimensiones de Extractor hidráulico MPS14EB

Especificación	Especificación
Mordazas Espesor.	40,894mm.
Mordazas Ancho.	23,8706mm.
Mordazas Altura.	22,098mm.
Espaciamiento de orificios en la mordaza.	124,968mm.

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/conjuntos-de-extractores/conjunto-de-extractores-sync-grip-master/MPS14EB>



Figura 17: Conjunto de Extractor hidráulico SynGrip, MPS14EB.

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/conjuntos-de-extractores/conjunto-de-extractores-sync-grip-master/MPS14EB>

4.1.3 Extractores Hidráulicos “LARZEP HYDRAULIC”

- Año y país de fundación, 1940 en el País Vasco, en un Área con una larga tradición y experiencia en trabajos de Ingeniería.

Contamos con un alto nivel de stock y una fábrica moderna para lograr una producción rápida y flexible.

Nuestra empresa es una de las importantes a nivel internacional, en la fabricación de mecanismos extractores hidráulicos de rodamientos, pines, etc.

- Características generales de los extractores hidráulicos:

- Amplia y variada gama desde 5 hasta 100 Tn para adecuarse a todas sus necesidades.
- Fabricados en acero forjado de alta calidad, incluye una parte hidráulica y una parte mecánica.
- Parte Hidráulica:
 - Incluye cilindro, bomba, manguera, adaptador de manómetro, manómetro, enchufe rápido macho y cabeza hueca.
- Parte Mecánica:
 - Incluye la parte mecánica del Extractor de 2 Garras (FX), Extractor de 3 Garras (FV) y Extractor de Tirantes Completo (FZ), compuesto por: Extractor de Tirantes Simple con tirantes largos y cortos (FT), Extractor de Interiores (FI) y Extractor de Rodamientos (FR).
 - Los extractores de 2 (FX) y 3 garras (FV), el extractor de tirantes simples (FT) y el extractor de tirantes completo (FZ), también incluyen parte hidráulica y parte mecánica.
 - Todos los extractores se sirven en una robusta caja de madera para facilitar su transporte y almacenamiento.

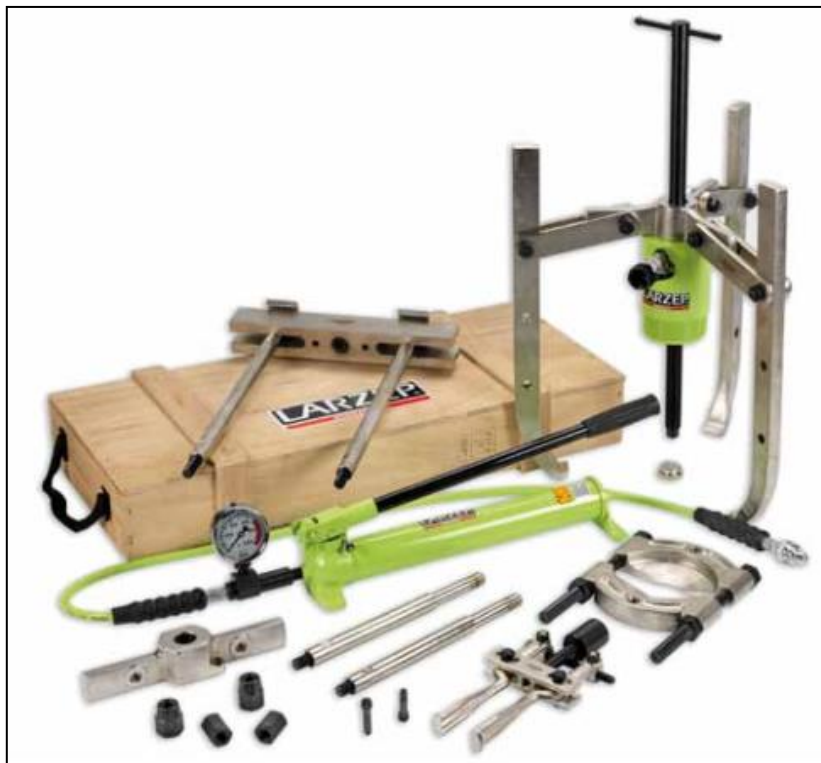


Figura 18: Conjunto de Extractor hidráulico LARZEP.

Fuente: <https://www.larzep.com/es/info/catalogos/catalogo-general-v01-15>

a) Extractor, con parte Mecánica e Hidráulica, Tirantes Simples, FT:

Extractor hidráulico de tirantes con capacidades y dimensiones variadas, según sea la necesidad del demandante. Ver tabla N°7.

Dimensiones y especificaciones:

Tabla 7.

Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico FT.

Capacidad	Modelo	A min.	A máx.	B máx.
Tn	LARZEP	mm	mm	mm
5	FV0500	40	185	170
10	FV1000	115	260	300
20	FX2000	170	345	265
30	FX3000	180	440	284
50	FX5000	220	580	447

Fuente: <https://www.larzep.com/es/info/catalogos/catalogo-general-v01-15>

En la figura N°18, se muestran las dimensiones (A y B) de los extractores hidráulicos de tirantes FT.

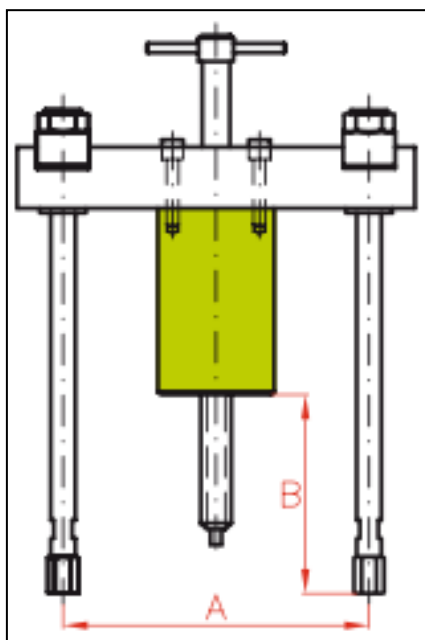


Figura 19: Dimensiones de Extractor hidráulico, FT.

Fuente:

<https://www.larzep.com/es/info/catalogos/catalogo-general-v01-15>

b) Extractor, con parte Mecánica e Hidráulica, Garras FV – FX:

Extractor hidráulico con dos o tres garras, de diferentes capacidades y dimensiones, según sea el caso. Ver tabla N°8.

Tabla 8.

Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico FV - FX.

Capacidad	2 Garras			3 Garras		
	Modelo	A máx.	B máx.	Modelo	A máx.	B máx.
Tn	LARZEP	mm	Mm	LARZEP	mm	mm
5	FV0500	240	225	FV0500	240	225
10	FV1000	350	320	FV1000	350	320
20	FX2000	480	340	FV2000	480	340
30	FX3000	580	420	FV3000	680	420
50	FX5000	920	727	FV5000	1080	750

Fuente: <https://www.larzep.com/es/info/catalogos/catalogo-general-v01-15>

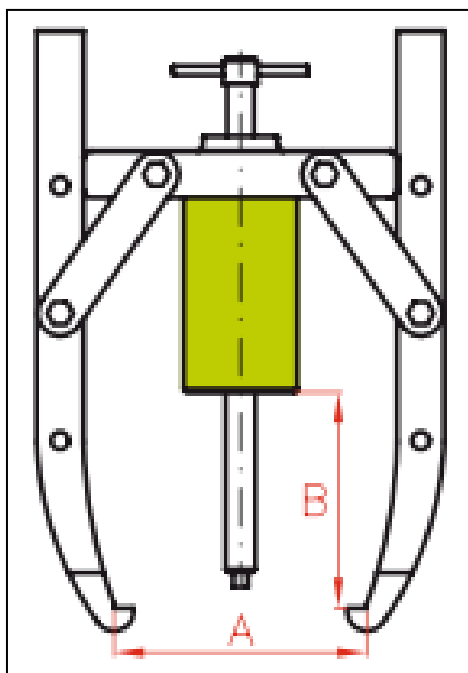


Figura 20: Dimensiones de Extractor hidráulico, FV – FX.

Fuente:

<https://www.larzep.com/es/info/catalogos/catalogo-general-v01-15>

4.1.4 Extractores Mecánicos e Hidráulicos “SKF”:

- Año y país de fundación: fue fundado en Gotemburgo, Suecia, en 1907, por el Ing. Sven Wingquist, quien se desempeñaba como Ingeniero en una fábrica textil, la cual al realizar sus inspecciones observaba que algunas máquinas presentaban fallas muy prematuras en los rodamientos, es decir, en ejes largos soportados en sus extremos con rodamientos rígidos, al ver ello, el Ing. Sven se dio cuenta de una gran problema, por lo que pensó en una solución de inmediato, y es así como nació SKF y su rodamiento Autoalinable de Bolas.

a) Extractores Mecánicos, Súper Potentes, de la serie TMMP:

Características generales:

- Rápidos, eficientes y de cómodo manejo.
- Sistema único de pantógrafo para ajustes del agarre que evitan la desalineación durante la extracción.
- Tres extractores de garras con una fuerza máxima de extracción de 60 a 150 KN, adecuada para rodamientos medianos y grandes.
- Acero ennegrecido de calidad muy alta para resistir la corrosión.
- Existen más opciones de longitud de garra.

Datos Técnicos:

Tabla 9.

Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico TMMP

Referencia	Modelos Básicos		
	TMMP 6	TMMP 10	TMMP 15
Ancho de agarre.	50–127 mm. (2.0–5.0 pulg.)	100–223 mm. (3.9–8.7 pulg.)	140–326 mm. (5.5–12.8 pulg.)
Longitud efectiva de garras.	120 mm (4.7 pulg.)	207 mm (8.2 pulg.)	340 mm (13.4 pulg.)
Altura de las garras	15 mm (0.59 pulg.)	20 mm (0.78 pulg.)	30 mm (1.18 pulg.)
Máxima fuerza de extracción.	60 kN (6.7 ton)	100 kN (11.2 ton)	150 kN (17 ton)
Peso.	60 kN (6.7 US ton)	8,5 kg (19 lb)	21,5 kg (47.4 lb)

Fuente: <https://www.skf.com/pe/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/heavy-duty-jaw-pullers>

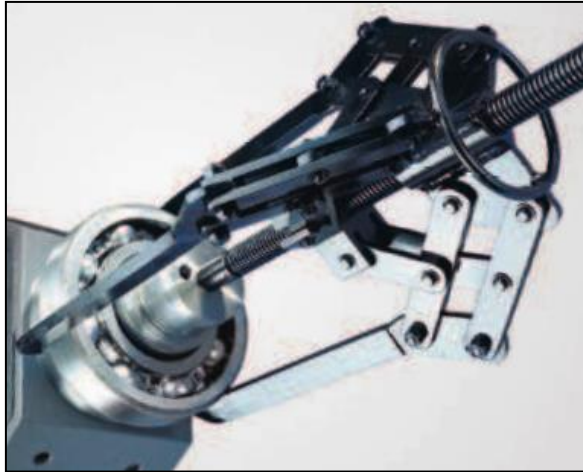


Figura 21: Extractor hidráulico TMHP.

Fuente:

<https://www.skf.com/pe/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/heavy-duty-jaw-pullers>

b) Extractores Hidráulicos, Jaw Pullers, de la serie TMHP:

Características generales:

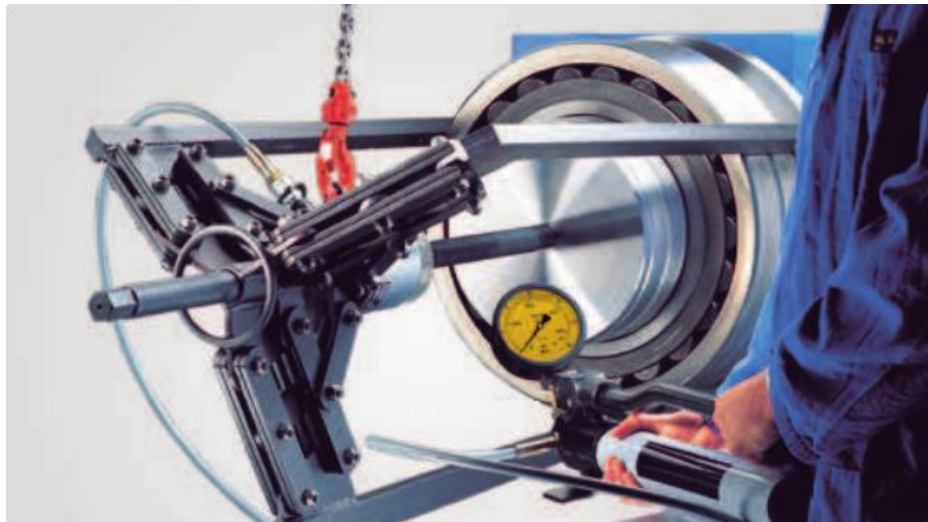
- Se pueden aplicar fácilmente altas fuerzas ya que el extractor es autocentrante.
- La combinación de un husillo y un cilindro hidráulico permite ajustar fácilmente la longitud de trabajo.
- El exclusivo sistema de pantógrafo brinda un agarre excepcional y ayuda a contrarrestar la desalineación durante la operación
- Equipado con una manija de elevación y un cáncamo, facilita el manejo.
- Fuerza de extracción máxima de 150, 300 o 500 kN (17, 34 o 56 toneladas estadounidenses)
- Se suministra con la bomba hidráulica SKF TMJL 100

Datos técnicos:

Tabla 10.*Dimensiones y Especificaciones de Extractor hidráulico TMHP*

Referencia	Modelos Básicos			
	TMHP 15/260	TMHP 30/350	TMHP 30/600	TMHP 50/140
	195–386 mm	290–500 mm	290–500 mm	310–506 mm
Ancho de agarre.	(7.7–15.2 pulg.)	(11.4–19.7 pulg.)	(11.4–19.7 pulg.)	(12.2–19.9 pulg.)
Longitud efectiva de garras.	264 mm. (10.4 pulg.)	350 mm. (13.7 pulg.)	600 mm. (23.6 pulg.)	140 mm. (5.5 pulg.)
Altura de las garras.	30 mm. (1.2 pulg.)	35 mm. (1.4 pulg.)	35 mm. (1.4 pulg.)	40 mm. (1.6 pulg.)
Recorrido	100 mm. (3.9 pulg.)	50 mm. (2 pulg.)	50 mm (2 pulg.)	40 mm (1.6 pulg.)
Máxima presión del cilindro hidráulico.	80 MPa (11 600 psi)	80 MPa (11 600 psi)	80 MPa (11 600 psi)	80 MPa (11 600 psi)
Máxima fuerza de extracción.	150 kN (17 ton)	300 kN (34 ton)	300 kN (34 ton)	500 kN (56 ton)
Peso	34 kg (75 lb)	47 kg (104 lb)	56 kg (123 lb)	47 kg (104 lb)

Fuente: <https://www.skf.com/pe/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/heavy-duty-jaw-pullers>

**Figura 22:** Extractor hidráulico TMHP.

Fuente: <https://www.skf.com/pe/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/heavy-duty-jaw-pullers>

4.1.5 DETALLES TÉCNICOS DE LOS EXTRACTORES HIDRÁULICOS

A continuación, se detallan las especificaciones más importantes de los extractores mecánicos e hidráulicos mencionados anteriormente, mediante la tabla N°11.

Tabla 11.

Cuadro comparativo de las especificaciones técnicas de los extractores hidráulicos.

MARCA	MODELO	CAPACIDAD MAXIMA (Toneladas)	EXTENCIÓN MAXIMA (mm)	ANCHO DE AGARRE (mm)	
				Min	Max
ENERPAC	SYN GRIP	MPS14H	14	350	- 320
		MPS14EB	36	650	- 410
		FV0500	5	170	40 185
		FV1000	10	300	115 260
	Tirantes simple FT	FX2000	20	265	170 345
		FX3000	30	284	180 440
		FX5000	50	447	220 580
		FV0500	5	225	- 240
		FV1000	10	320	- 350
		FX2000	20	340	- 480
LARZEP HYDRAULIC	FV – FX 2 Garras	FX3000	30	420	- 580
		FX5000	50	727	- 920
		FV0500	5	225	- 240
		FV1000	10	320	- 350
	FV – FX 3 Garras	FV2000	20	340	- 480
		FV3000	30	420	- 680
		FV5000	50	750	- 1080
		TMMP 6	6.7	120	50 127
	TMMP	TMMP 10	11.2	207	100 223
		TMMP 15	17	340	140 326
SKF	TMHP	TMHP 15/260	17	264	195 386
		TMHP 30/350	34	350	290 500
		TMHP 30/600	34	600	290 500
		TMHP 50/140	56	140	310 506

Fuente: Elaboración propia.

4.2 ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN

4.2.1 Lista de exigencias

La lista de exigencias detalla todas las solicitudes y es señalada básicamente como un contrato entre el diseñador y el cliente, ya que, inscribe con el consentimiento de las dos partes todas las inquietudes, exigencias, deseos, que pueda tener el cliente. También, se aclaran los alcances que tenga en algún momento el proyecto y cerciora que el diseñador ha entendido las necesidades que debe satisfacer.

- Fecha de modificación: Se indica, a través del tiempo, las modificaciones realizadas.
- Deseo o exigencia: Aquí se muestra si es un deseo (D), es decir, que es solo un deseo sin importancia alguna, o si es una exigencia(E), que se refiere a una acción de vital importancia para el proyecto.
- Descripción: Se describe todos los ítems necesarios para el proyecto, ya sea en el proceso del montaje o en la fabricación del mecanismo. La selección de cada ítem será exclusivamente responsabilidad del diseñador, en vista de que, será el que analice los diferentes campos que actuarán en el desarrollo del proyecto.

Tabla 12.

Lista de Exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS			EDICIÓN: Rev.1 FECHA: REVISADO: Ing. Jonathan Alain Sánchez Paredes ELABORADO: Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz
PROYECTO: "Diseño de mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico, Arequipa 2019"			
CLIENTE: Arequipa - Perú			
Cambios (Fecha)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
		FUNCIÓN PRINCIPAL: Extraer los acoples del Reductor y Motor Eléctrico de una manera mucho más sencilla, de tal forma, que el eje del Reductor o Motor Eléctrico no salgan dañados en dicho proceso de extracción.	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
	E	GEOMETRÍA: El mecanismo extractor de acoples deberá ser lo suficientemente ligero como para que pueda ser trasladado por máximo dos personas y poder así montarlo a su zona de trabajo sin ningún problema (PESO APROX 30Kg).	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.

E	<p>CINEMÁTICA: El movimiento que seguirá el mecanismo extractor tendrá que ser "Lineal", y la velocidad estará determinada por la presión requerida para poder extraer el acople, dicha presión la deberá ejercer el pistón hidráulico accionado por la bomba manual.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
E	<p>FUERZAS: La fuerza que deberá tener el extractor tendrá que ser lo suficiente como para retirar el acople de los ejes del reductor y del motor eléctrico.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
E	<p>ENERGÍA: Las energías con que trabajará el mecanismo será HIDRÁULICO con un pistón que soportará hasta 20000 kg.f y una bomba manual que tendrá que ser de 10000 psi que a su vez será accionado a través de una palanca. Para extraer dichos acoples, también se hará uso de la energía CALORÍFICA, en vista de que, para extraer dichos acoples primero se deberán calentarlos a una temperatura de 150°C aproximadamente, con el apoyo de equipo oxicorte.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
E	<p>MATERIAL: El material para el diseño de todas las partes del mecanismo extractor, deberán resistir la presión requerida para poder extraer el acople, por lo tanto, se escogerá un acero ASTM A 572 grado 50. La barra puente tendrá que ser de 259 mm de largo, 60mm de ancho y 60mm de espesor, con unos orificios para que puedan entrar los espárragos o ejes roscados de 25.5mm de largo y 16mm de ancho, y un espacio circular para que se apoye el pistón hidráulico de 114.2mm de diámetro y 6.35mm de espesor. Así mismo, los espárragos o ejes roscados tendrán que ser de 245mm de largo y 16mm de diámetro. El pistón hidráulico será de 127mm de largo, 101.6mm de ancho, un vástago de 63.5mm de diámetro y una carrera neta de 76.2mm.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
D	<p>SEÑALES (DESEOS): Los controles del mecanismo extractor de acoples deberán ser entendibles por cualquier persona, de tal manera, que un mecánico de mantenimiento no muy capacitado en la operación del mecanismo, pueda manipular el equipo sin ningún tipo de inconveniente. Todos los controles para manipular el mecanismo extractor deberán ser mecánicos y de fácil acceso.</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
E	<p>MONTAJE Y DESMONTAJE: El montaje del mecanismo extractor deberá ser bastante sencilla y rápida, desde la instalación del pistón hidráulico, el ajuste de las tuercas de los espárragos o ejes roscados que soportan el extractor, el accionamiento del pistón a través de una bomba manual, hasta el retiro del acople usado. En cuanto al desmontaje del acople viejo, deberá ser igual de sencillo, rápido y sobre todo tomando todas las medidas de seguridad</p>	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.

E	SEGURIDAD: El extractor de acoples deberá ofrecer las medidas mínimas de seguridad para que los mecánicos de mantenimiento lo puedan operar sin ningún inconveniente. Se deberán cumplir el estándar de TRABAJOS EN CALIENTE. Al retirar dichos acoples, el mecanismo extractor deberá ser utilizado por personal altamente capacitado y especializado, en vista de que, para extraer dichos acoples existen trabajos con llama abierta, lo que puede ocasionar quemaduras e incendios.	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
	ERGONOMÍA: El mecanismo extractor deberá ser lo suficientemente ligero, como para que, al momento de manipularlo, los mecánicos de mantenimiento no opten por posturas ergonómicas inadecuadas, que con el tiempo sea perjudicial para su salud, en especial para su columna vertebral.	
D	USO: El mecanismo extractor de acoples deberá tener medidas preventivas ante la corrosión	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.
E	FECHA DE ENTREGA: El mecanismo se entregará en julio 2020	Jean Carlos Choquehuayta Eguiluz.

Fuente: Elaboración Propia

4.2.2 Determinación de la secuencia de operaciones

Con el anhelo de resolver el problema, se han estudiado a detalle las funciones que realiza el mecanismo extractor de acoples.

- Fijar del mecanismo extractor.
- Soportar la carga externa.
- Desplazar el mecanismo extractor.
- Extensión máxima del mecanismo.



Esquema 2: Secuencia de Operaciones.
Fuente: Elaboración Propia.

4.2.3 Estructura de funciones

En esta parte del proyecto, se desarrolló una lista de funciones que debe cumplir el mecanismo extractor, teniendo como apoyo toda la secuencia de operaciones.

Las fases del proceso técnico admiten identificar y dividir las funciones del mecanismo extractor, lógica y ordenadamente para su buen entendimiento, desde la fijación hasta el desacople del mecanismo extractor.

Cada proceso será de tipo Mecánico e Hidráulico, porque así lo requiere el desplazamiento del mecanismo extractor.

Tabla 13.

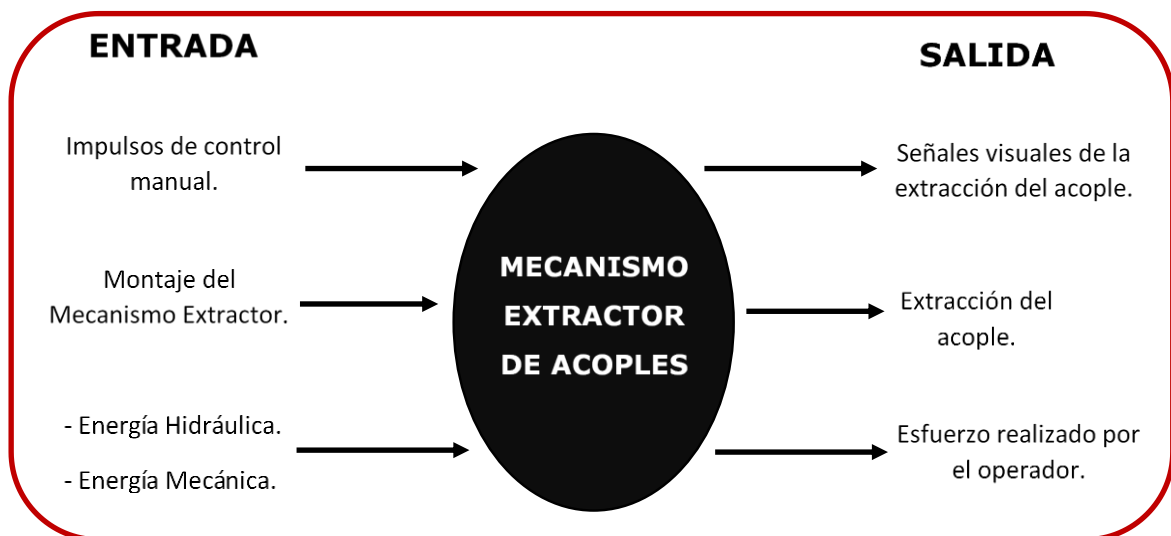
Funciones del Mecanismo Extractor.

Función	Fase del proceso técnico	Tipo de proceso	Comentarios
Fijar el mecanismo extractor	-	Mecánico.	El mecanismo extractor deberá fijarse al acople para su respectiva extracción.
Soportar la carga externa.	-	Mecánico.	El soporte de la carga externa será mediante una barra puente, el cual, soportará toda la fuerza requerida.
Desplazar el mecanismo.	-	Mecánico e Hidráulico.	En vista de que, el acople y el mecanismo extractor ya son fijados, estos serán desplazados mediante un pistón hidráulico o espárrago para la extracción del acople.
Extender al máximo el mecanismo.	-	Mecánico e Hidráulico.	Se extenderá al máximo de su capacidad el pistón hidráulico o el espárrago, para el retiro definitivo del acople.

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.4 Esquema de la caja negra

A continuación, tomando como base la primera parte de la lista de exigencias (Función Principal), es que se realiza el esquema de la Caja Negra, que deberá complacer por completo las solicitudes para que el diseño del mecanismo extractor de acoples sea de la manera más óptima. Ver esquema 3.

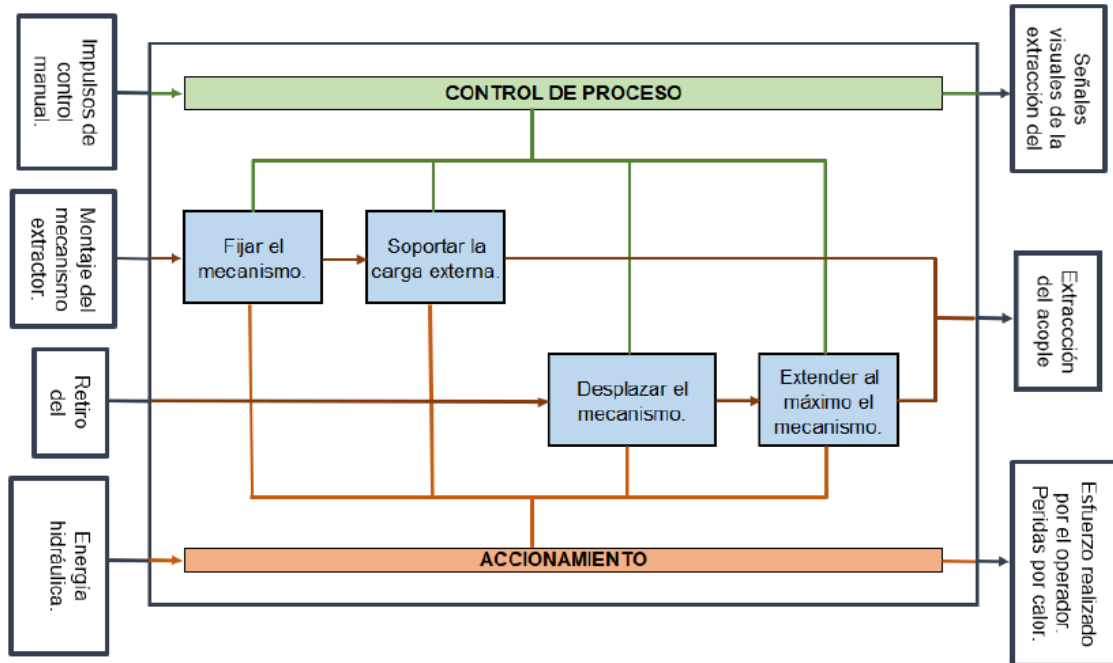


Esquema 3: Caja Negra del sistema.

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.5 Esquema de la caja gris

Seguidamente, para una mejor comprensión de la secuencia de operaciones del mecanismo extractor se desarrolla una caja gris. Mediante el Esquema N°4.



Esquema 4: Caja Gris del sistema.


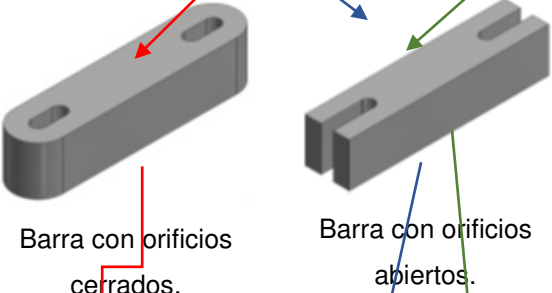
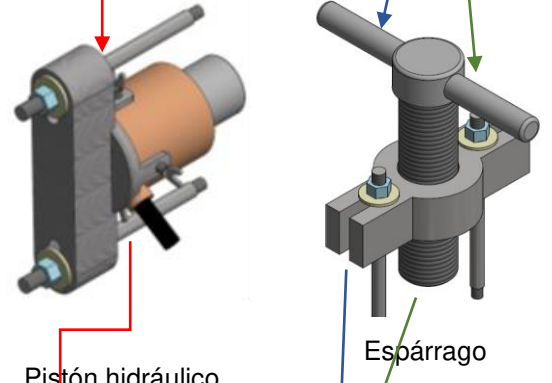
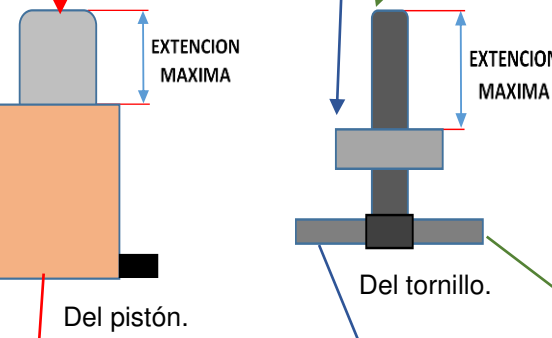
Fuente: Elaboración Propia.

4.2.6 Matriz morfológica

También llamado Matriz Morfológica de Zwicky, es un cuadro que plantea y compara tres alternativas de solución para cada una de las funciones.

Tabla 14.

Matriz Morfológica.

MATRÍZ MORFOLOGICA: “DISEÑO DE MECANISMO EXTRACTOR DE ACOPLERES DE REDUCTOR Y MOTOR ELÉCTRICO, AREQUIPA 2019.” Portadores de funciones (Alternativas de efectos y/o principios de solución)			
Funciones			
1 Fijar el mecanismo.			
2 Soportar la carga externa.			
4 Desplazar el mecanismo.			
5 Extender al máximo el mecanismo.			
ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	SOLUCIÓN N° 1	SOLUCIÓN N° 2	SOLUCIÓN N° 3

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.7 PROYECTOS PRELIMINARES.

Según la matriz morfológica se obtuvieron tres alternativas de solución distintas, de los cuales se desarrollan a continuación individualmente:

- **Solución 1**

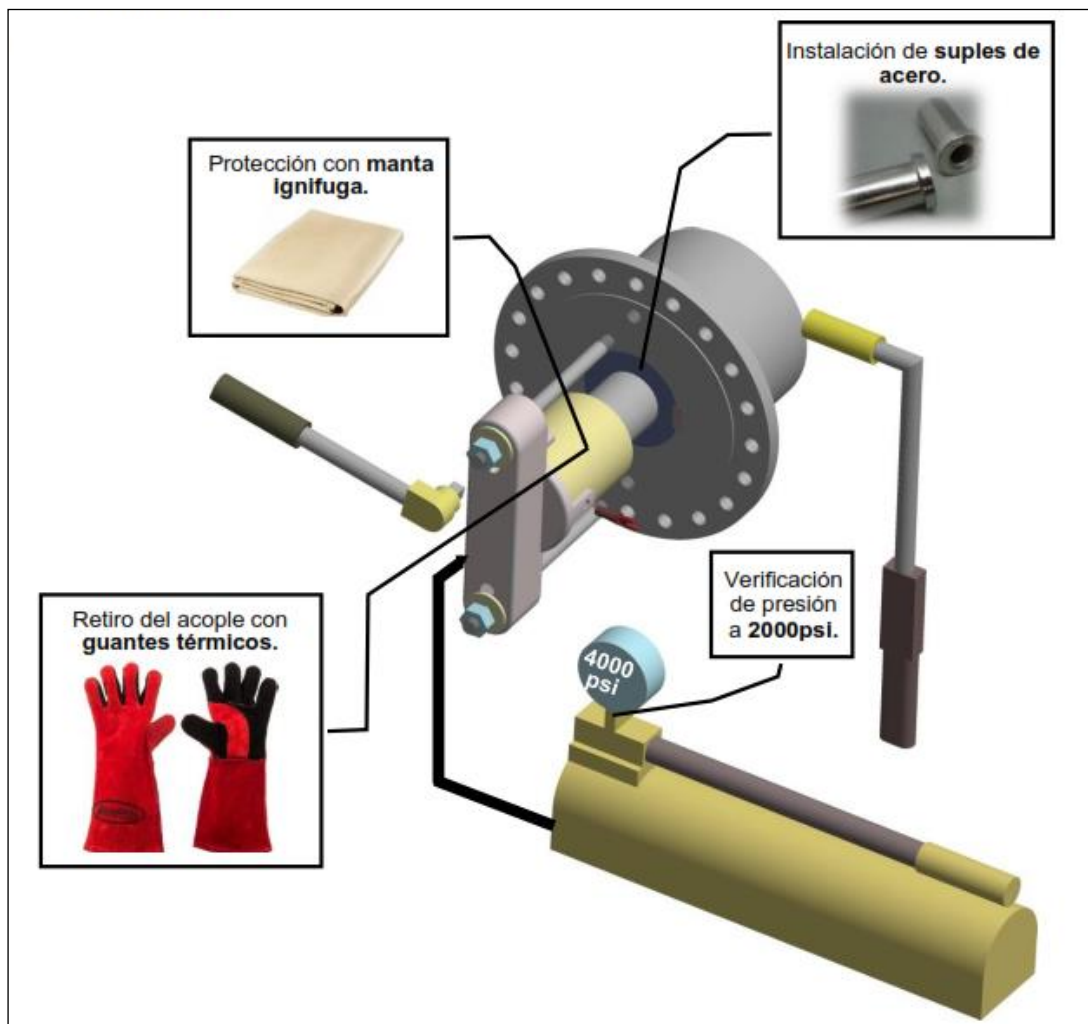


Figura 23: Alternativa de Solución N°1.

Fuente: Elaboración Propia.

Dicha alternativa de solución es bastante sencilla, en vista de que, la fijación del mecanismo extractor se realizará mediante unos ejes roscados, que le dan más confiabilidad para poder soportar la presión que se necesita al momento de la extracción del acople. Para resistir la carga externa, se utilizará una barra puente con orificios cerrados, con la finalidad de evitar que los ejes roscados se muevan al sobrellevar la presión requerida. Luego de ello, se utiliza una llave ratchet para un ajuste más rápido de

las tuercas de los ejes roscados que contienen al mecanismo extractor. Seguidamente, se instala la manguera hidráulica que va del pistón a la bomba manual y se acciona el pistón a una presión de 4000psi en frío, es decir, sin calentar aun el acople. Posteriormente, se protege el pistón y manguera hidráulica con manta ignífuga, para que no se maltraten por el calor suministrado. Una vez hecho esto, se inspecciona el buen montaje de todos los componentes y se comienza a calentar el acople hasta una temperatura de 150°C con un equipo oxiacetilénico con caña de calentar, hasta que la presión en el manómetro de la bomba manual llegue a 2000psi. Luego se extiende el pistón hidráulico al máximo de su recorrido (3 pulg), una vez hecho esto, se colocan suples de acero, para ayudar al pistón y seguir retirando el acople; en seguida se acciona nuevamente el pistón para el retiro definitivo del acople. Finalmente, se saca el acople viejo con la ayuda de unos guantes térmicos, para evitar posibles quemaduras a las manos, en vista de que se debe soportar altas temperaturas.

- **Solución 2:**

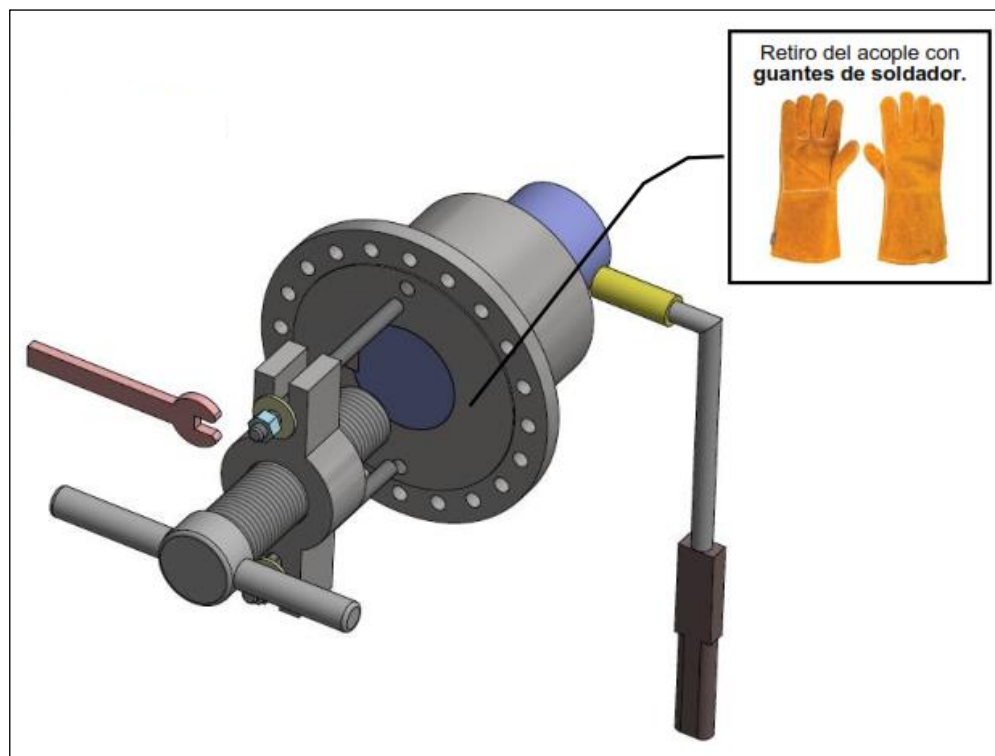


Figura 24: Alternativa de Solución N°2.

Fuente: Elaboración Propia.

La siguiente alternativa de solución es un poco más compleja, ya que, para la fijación del mecanismo extractor, en este caso, se hace uso de unos espárragos fácilmente adquiridos en el mercado, no tan seguros para poder soportar la presión requerida para retirar el acople. Luego, el soporte de la carga externa lo hará una barra puente con orificios abiertos, el cual, al aguantar la presión requerida corren el riesgo de moverse. En seguida, se utiliza también una llave de boca para el ajuste de las tuercas de los espárragos que aguantan al mecanismo y evitar su caída. Seguidamente, se posiciona el mecanismo extractor para poder realizar la extracción del acople. En este caso, para el retiro del acople se utiliza un tornillo con una manivela en un extremo con la finalidad de adquirir la fuerza suficiente como para ir desplazando dicho tornillo y su vez poder ir extrayendo el acople. Una vez realizado esto, se realiza la inspección de todos los componentes del mecanismo, y se comienza a calentar el acople a una temperatura de 150°C con el apoyo de un equipo oxiacetilénico con una caña de calentar. Luego, se extiende el tornillo a su máxima capacidad. Para finalizar, se saca el acople viejo junto al mecanismo extractor con el uso de unos guantes de soldador, para impedir posibles quemaduras a las manos, ya que, se tiene que aguantar altas temperaturas al tener contacto con el acople que está saliendo (130°C aproximadamente).

- **Solución 3:**

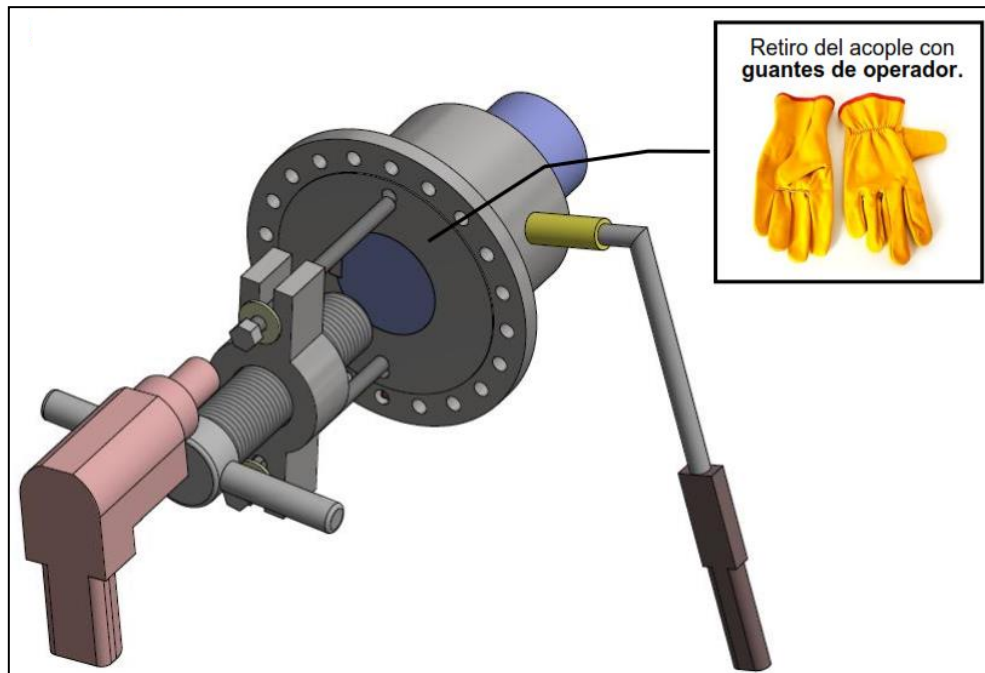


Figura 25: Alternativa de Solución N°3.

Fuente: Elaboración Propia.

La última alternativa de solución, también bastante compleja, en vista de que, para la fijación del mecanismo se hace uso de unos pernos largos comúnmente conocidos como “Perno de cabeza hexagonal”. Seguidamente, el soporte de la carga externa lo hará una barra puente con orificios abiertos. Para llevar a cabo el ajuste de dichos pernos se utiliza una pistola neumática, lo que hace que el ajuste sea más demoroso, ya que, se tendrá que instalar una manguera de aire, acoples rápidos y lazos de seguridad para su funcionamiento. Luego de esto, se posiciona el mecanismo extractor para realizar su trabajo respectivo. En este caso también, se utiliza un tornillo con una palanca en un extremo para su máximo ajuste y desplazamiento del mecanismo juntamente con el acople. Una vez realizado esto, se inspecciona visualmente la buena instalación de todos los componentes (barra puente, perno largos y tornillo), y se comienza a calentar el acople a una temperatura de 150°C con el uso de un equipo oxiacetilénico con caña de calentar. Luego, se extiende el tornillo al máximo de su capacidad para la extracción definitiva del acople. Para culminar, se saca el acople usado con el apoyo de unos guantes de cuero de operador, para poder así evitar posibles quemaduras a las manos por el contacto del acople que está todavía a altas temperaturas.

4.2.8 Evaluación técnico-económica

Las siguientes tablas muestran una evaluación técnico-económica, para las tres alternativas de solución desarrolladas anteriormente, mediante el método de Evaluación de Proyectos Mecánicos según VDI 2225.

Tabla 15.*Evaluación Técnica (Xi).*

Diseño Mecánico – Evaluación de Proyectos							Proyecto Mecánico				
VALOR TÉCNICO (Xi)											
Proyecto: Diseño de mecanismo extractor de acoples de Reductor y Motor Eléctrico, Arequipa 2019.											
p: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según norma VDI 2225)											
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien (ideal)											
g: Peso ponderado en función de la importancia de los criterios de evaluación											
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de Concepto/Proyectos			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución Ideal	
			(S1)			(S2)		(S3)			
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Seguridad	4	4	16	3	12	2	8	4	16	
2	Buen uso de la temperatura	4	4	16	4	16	2	8	4	16	
3	Transporte	3	3	9	4	12	3	9	4	12	
4	Fabricación	4	4	16	4	16	3	12	4	16	
5	Rigidez	4	3	12	2	8	2	8	4	16	
6	Complejidad	3	3	9	2	9	4	12	4	12	
7	Fabricación	4	3	12	3	12	4	16	4	16	
8	Rapidez de montaje	4	4	16	4	16	2	8	4	16	
9	Desmontaje	3	4	12	4	12	4	12	4	12	
10	Diseño	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
11	Confiabilidad	4	4	16	2	8	4	16	4	16	
12	Ergonomía	4	3	12	2	8	3	12	4	16	
Puntaje máximo		45	42	158	37	141	36	133	48	180	
Σp ó Σgp											
Valor Técnico Xi			0.88	0.88	0.77	0.78	0.75	0.74	1.00	1.00	

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla 16.*Evaluación Económica.*

Diseño Mecánico – Evaluación de Proyectos						Proyecto Mecánico				
VALOR ECONÓMICO (Yi)										
Proyecto: Diseño de mecanismo extractor de acoples de Reductor y Motor Eléctrico, Arequipa 2019.										
p: Puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según norma VDI 2225)										
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien (ideal)										
g: Peso ponderado en función de la importancia de los criterios de evaluación										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de Concepto/Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución	
			(S1)		(S2)		(S3)		Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	P	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Número de piezas	4	4	16	3	12	4	16	4	16
2	Facilidad de conseguir materiales	4	3	12	2	8	4	16	4	16
3	Costo de diseño	4	4	16	4	16	4	16	4	16
4	Costo de materiales	4	4	16	2	8	4	16	4	16
5	Costo de fabricación	4	4	16	4	16	4	16	4	16
6	Costo de herramientas y equipos	4	3	12	4	16	2	8	4	16
7	Fácil montaje	4	4	16	4	16	2	8	4	16
8	Nº de operarios	3	4	12	4	12	2	6	4	12
9	Costo de operación	3	4	12	4	12	2	6	4	12
10	Costos diversos	3	3	9	2	6	3	9	4	12
	Puntaje máximo	37	37	137	33	122	31	117	40	148
	Σp ó Σgp									
	Valor Técnico Yi		0.93	0.93	0.83	0.82	0.78	0.79	1.00	1.00

Fuente: Elaboración Propia.

Seguidamente, tendremos un gráfico, que va a comparar los valores económicos (Yi) y los valores técnicos (Xi) de las alternativas de solución, mediante una evaluación con pesos ponderados (gp).

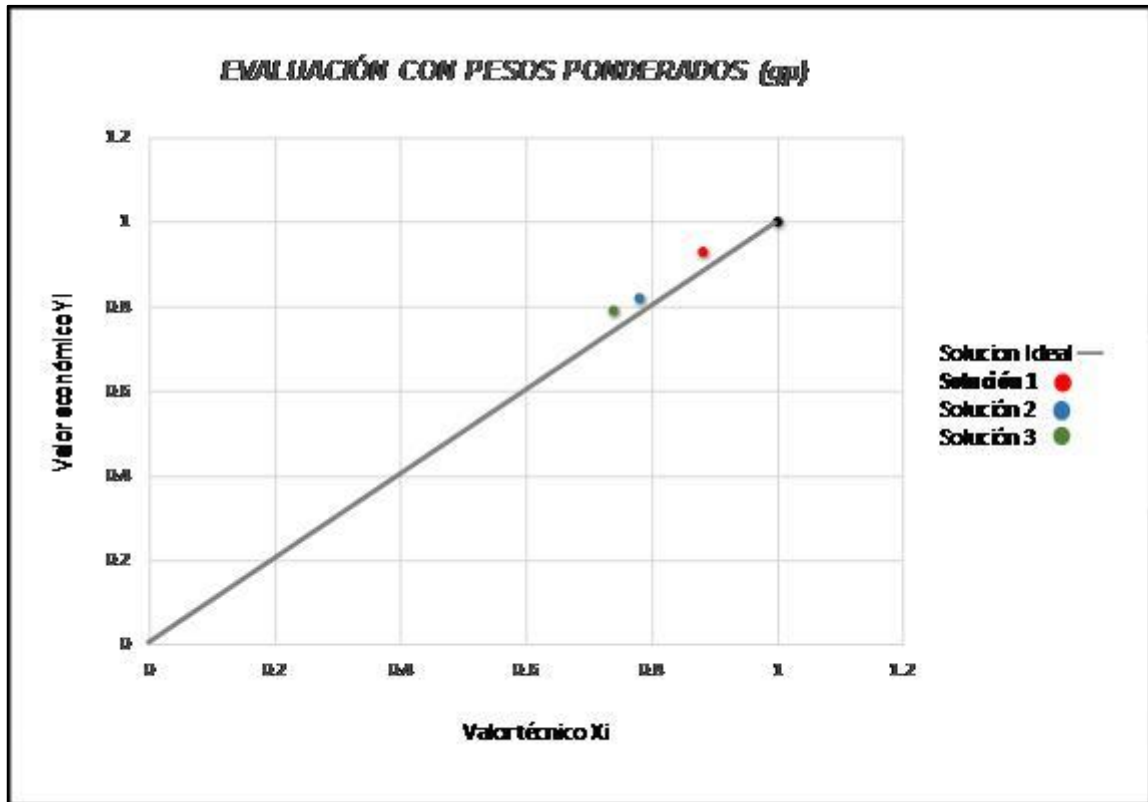


Figura 26: Evaluación con Pesos Ponderados.

Fuente: Elaboración Propia.

Según el gráfico mostrado, se puede visualizar una comparación entre las tres alternativas de solución con la línea media que es el ideal, ya que, sus pesos en el aspecto económico y técnico están equilibrados. Por lo tanto, la mejor opción será el punto que se encuentra más arriba, más a la derecha y la más cercana a la línea que indica la solución ideal. La elección más óptima tanto técnica como económica es la SOLUCIÓN 1, ya que, abarca todas las características óptimas de diseño.

4.3 INGENIERÍA DE DETALLE DE LA SOLUCIÓN SELECCIONADA

Teniendo la solución más adecuada para realizar el diseño del mecanismo, se procederá a realizar todos los cálculos necesarios para corroborar si el material y las dimensiones de los elementos principales que conforman el mecanismo son los más óptimos. Para desarrollar dichos cálculos, es de vital importancia mencionar que el mecanismo extractor estará destinado para extraer dos tipos de acoples: un acople de engranajes LOVEJOY (con una separación entre agujeros, en el cual entran los ejes roscados, de 6pulg y un diámetro de 1/2pulg) y el otro acople con elastómeros RING FEDER (con una separación de 8pulg y un diámetro de 5/8pulg).

Para poder desarrollar los cálculos, se mostrarán las equivalencias correspondientes para el óptimo desarrollo de los cálculos.

EQUIVALENCIAS:

$$1 \text{ PSI} = 6894,76 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ pulg} = 25,4 \text{ mm}$$

$$1 \text{ m} = 1000 \text{ mm}$$

Para poder determinar la FUERZA REQUERIDA, dicha fuerza se partirá en dos, debido a que, los esfuerzos mayores se producirán en los extremos del pistón. Teniendo en cuenta ello, se grafican todos los esfuerzos presentes en la barra puente.

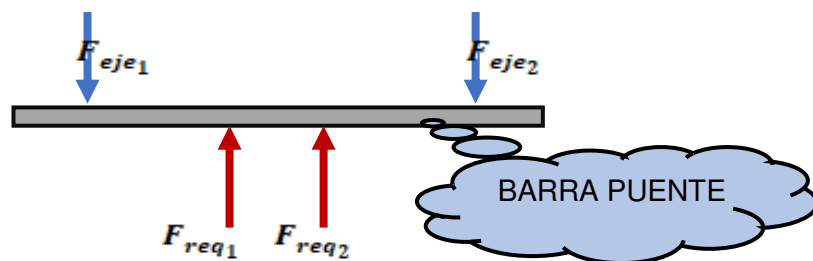


Figura 27: Diagrama de Esfuerzos.
Fuente: Elaboración Propia.

Teniendo presente que se requiere una “Presión” de 4000PSI para extraer el acople, se procede a convertir de PSI a Pa.

$$4000 \text{ PSI} \left(\frac{6894,76 \text{ Pa}}{1 \text{ PSI}} \right) = 27,58 \times 10^6 \text{ Pa}$$

En vista de que: $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$

Entonces: $P = 27,58 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

Luego tenemos el área en el cual, se concentra la fuerza, en este caso será el área del vástago del pistón hidráulico ($A_{\text{pistón}}$). Para lo cual, tenemos el Diámetro del vástago del pistón hidráulico que es 2,5pulg entonces:

$$2,5 \text{ pulg} \left(\frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}} \right) = 0,0635 \text{ m}$$

$$D_{\text{pistón}} = 0,0635 \text{ m}$$

Por lo que podemos decir:

$$A_{pistón} = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$$

$$A_{pistón} = \left(\frac{3,1416(0,0635)^2}{4} \right)$$

$$A_{pistón} = 3,167 \times 10^{-3} m^2$$

Seguidamente, teniendo la Presión y el Área del pistón hidráulico, se procede a encontrar el valor de la Fuerza Requerida. (F_{req})

$$P = \frac{F_{req}}{A}$$

$$F_{req} = P \cdot A_{pistón}$$

$$F_{req} = (27,58 \times 10^6 N/m^2) (3,167 \times 10^{-3} m^2)$$

$$F_{req} = 87345,86 N$$

$$F_{req} = 87,346 KN$$

4.3.1 Barra puente

Para los cálculos que se realizarán a continuación, se utilizará una separación entre agujeros donde se alojan los ejes roscados, de 8pulg. (0,203m).

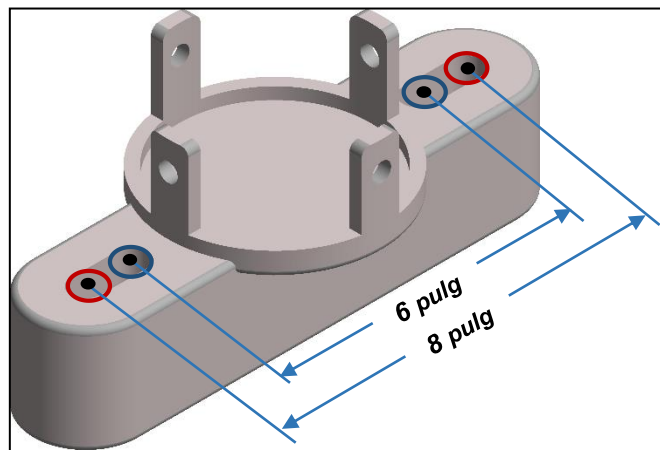


Figura 28: Barra puente.
Fuente: Elaboración Propia.

Ya que, de los dos acoples a los que está destinado el mecanismo extractor, dicha separación (con elastómeros RING FEDER) es la más crítica. Se resuelve.

Sabiendo que ($F_{eje_1} = F_{eje_2}$) y ($F_{req_1} = F_{req_2}$)

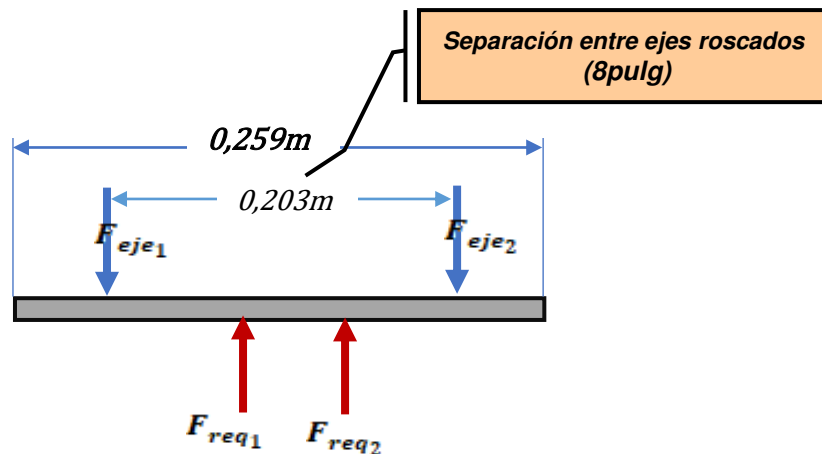


Figura 29: Reacciones la barra puente.
Fuente: Elaboración Propia.

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum Fy &= 0 \\
 87,346 - 2 (R_{ejes}) &= 0 \\
 R_{ejes} &= \frac{87,346KN}{2} \\
 R_{ejes} &= 43,673KN
 \end{aligned}$$

Luego, para encontrar el valor del esfuerzo cortante (τ) y el esfuerzo máximo a la flexión (δ_{max}), se ilustra a continuación el diagrama de esfuerzos.

Teniendo en cuenta:

$$(F_{req1} = 43,673 \text{ KN}) (F_{req2} = 43,673 \text{ KN}) (R_{ejes} = 43,673 \text{ KN})$$

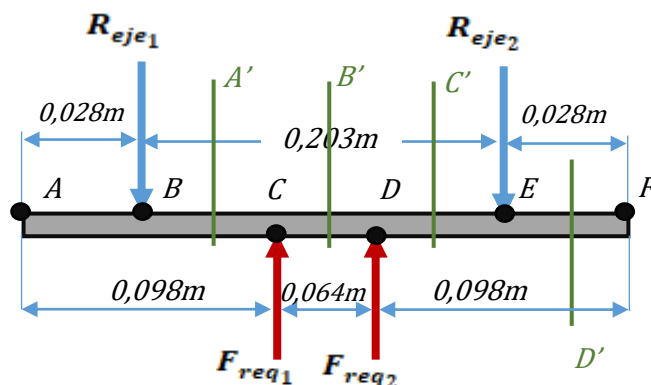


Figura 30: Esfuerzo Cortante y Momento Flector máximo.
Fuente: Elaboración Propia.

- Analizando el Tramo AC (Corte A')

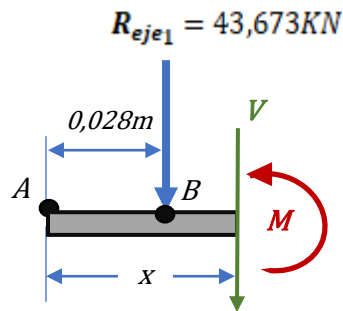


Figura 31: Tramo AC.
Fuente: Elaboración Propia.

$$+\uparrow \sum F_y = 0 + \curvearrowright \sum M_c = 0$$

$$-V - 43,673 = 0$$

$$-43,673(x - 0,028) + M = 0$$

$$V = -43,673 \text{ kN}$$

$$M = (-43,673x + 1,223) \text{ kN.m}$$

$$\text{si } x = 0,028 \text{ entonces } M \cong 0 \text{ kN.m}$$

- Analizando el Tramo AD (Corte B'). Sabiendo que la $F_{req1} = 43,673 \text{ kN}$

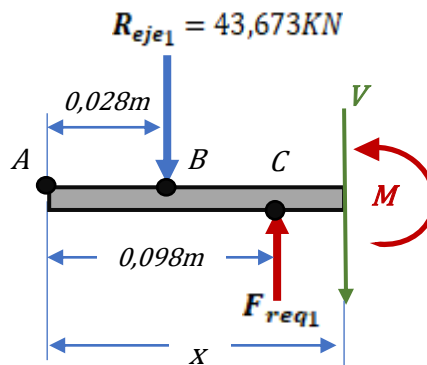


Figura 32: Tramo AD.
Fuente: Elaboración Propia.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$+\curvearrowright \sum M_c = 0$$

$$-43,673 + 43,673 - V = 0$$

$$-43,673(x - 0,028) + 43,673(x - 0,098) + M = 0$$

$$V = 0$$

$$M = -3,057 \text{ kN.m}$$

$$\text{si } x = 0,098 \text{ entonces } M = -3,057 \text{ kN.m}$$

- Analizando el Tramo AE (Corte C'). Sabiendo que:

$$F_{req1} = 43,673KN. \text{ y } F_{req2} = 43,673KN$$

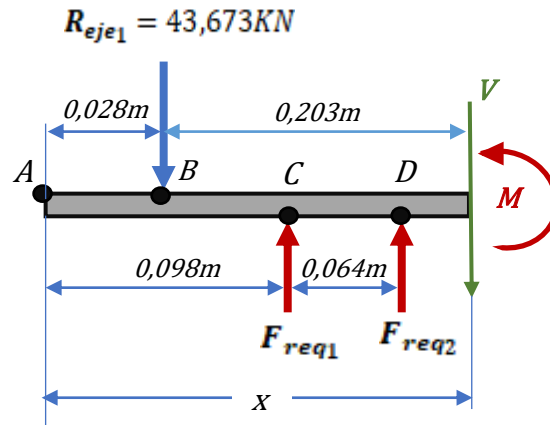


Figura 33: Tramo AE
Fuente: Elaboración Propia.

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$-43,673 + 43,673 + 43,673 - V = 0$$

$$V = 43,673KN$$

$$+\circlearrowleft \sum M_c = 0$$

$$-43,673(x - 0,028) + 43,673(x - 0,098) + 43,673(x - 0,162) + M = 0$$

$$M = (43,673x - 10,132) KN.m$$

$$\text{si } x = 0,162 \text{ entonces } M = -3,057 KN.m$$

- Analizando el Tramo AF (Corte D'). Sabiendo que:

$$F_{req1} = 43,673KN. \text{ y } F_{req2} = 43,673KN.$$

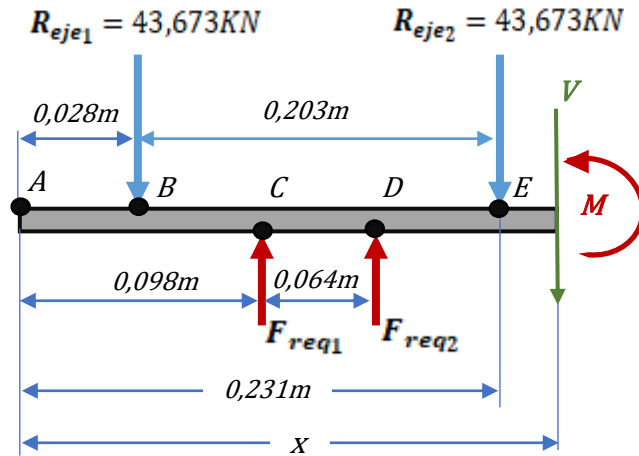


Figura 34:Tramo AF

Fuente: Elaboración Propia.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-43,673 + 43,673 + 43,673 - 43,673 - V = 0$$

$$V = 0$$

$$+\circlearrowleft \sum M_c = 0$$

$$-43,673(x - 0,028) + 43,673(x - 0,098) + 43,673(x - 0,162) - 43,673(x - 0,23) + M = 0$$

$$M \cong 0 KN.m$$

$$\text{si } x = 0,231 \text{ entonces } M \cong 0 KN.m$$

Teniendo muy en cuenta todos los datos registrados anteriormente, se procede a elaborar el Diagrama de Esfuerzo y Momento Flector máximo:

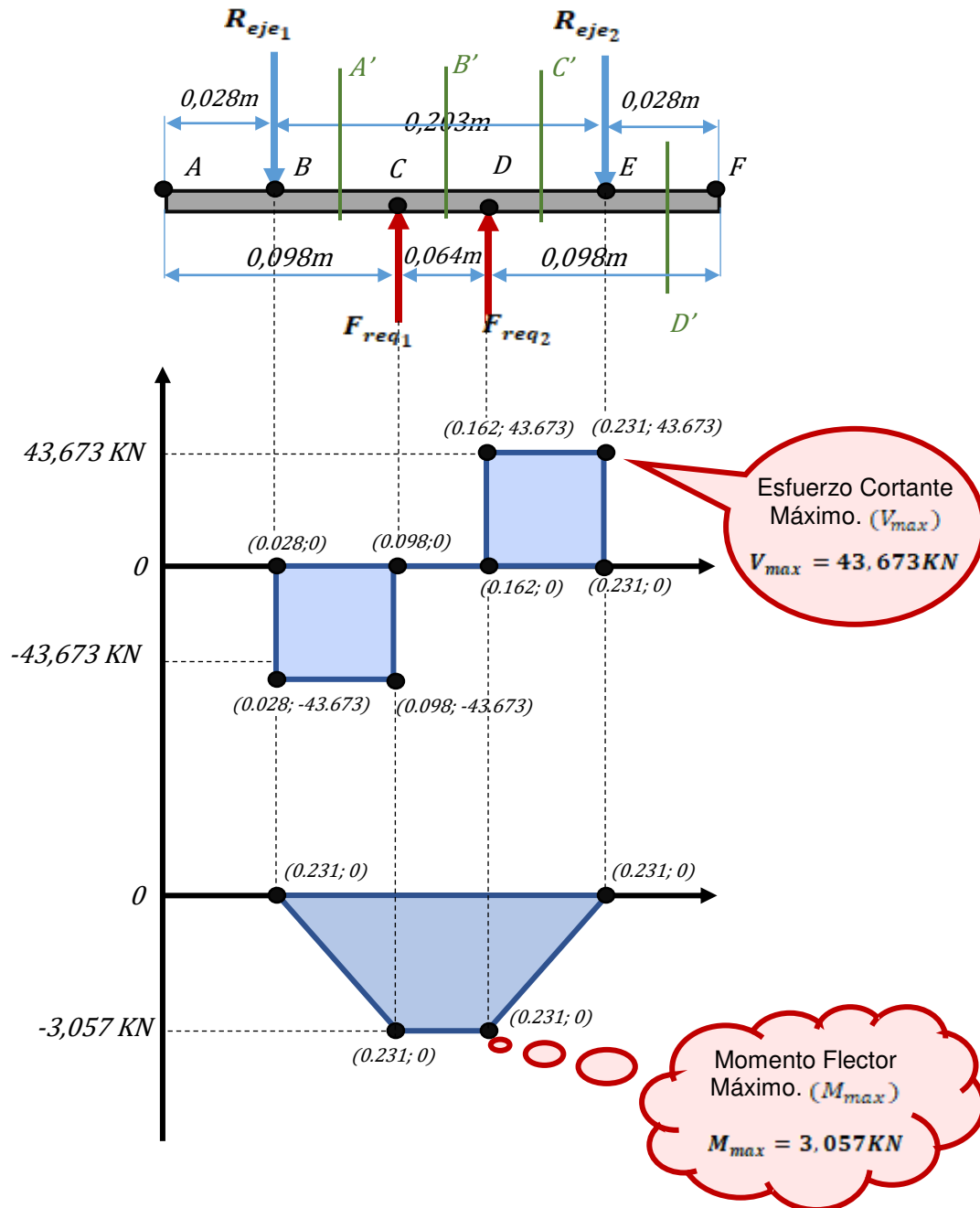


Figura 35: Diagrama de Esfuerzo cortante y Momento Flector Máximo.
Fuente: Elaboración Propia.

Simulación en Autodesk Inventor 2018

Para poder corroborar los datos asignados anteriormente, a continuación, mediante la figura N°35 se muestra la aplicación de 87346N correspondiente a la Fuerza Requerida (F_{req}) para la extracción del acople, mediante el Análisis de Fuerzas y Esfuerzos de elementos finitos.

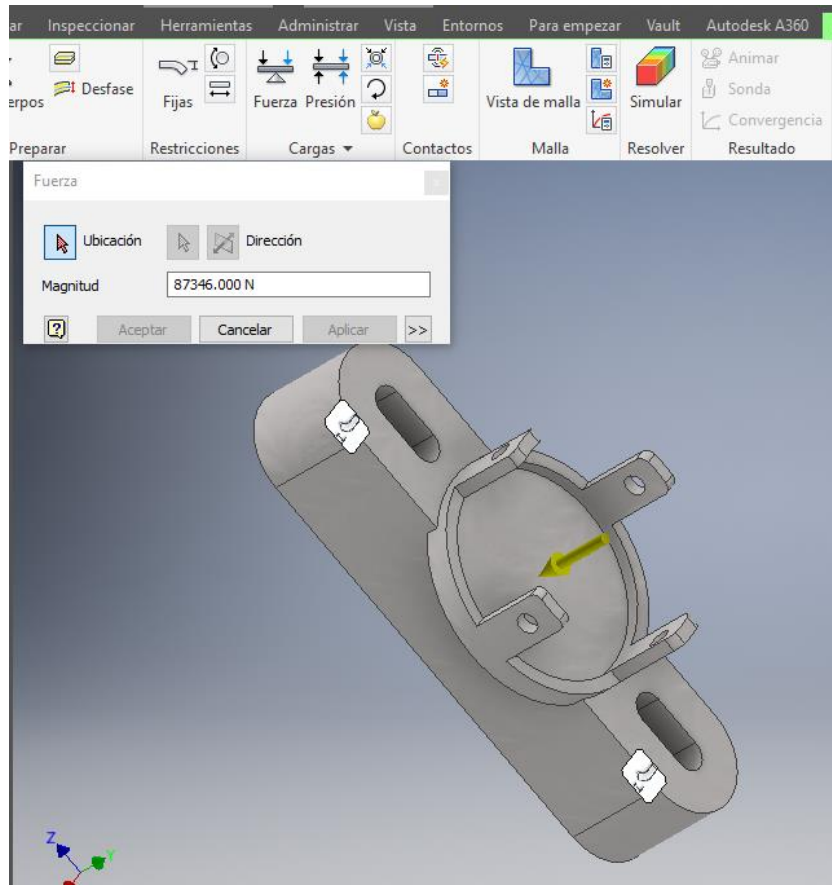


Figura 36: Inserción de la Fuerza requerida al Extractor.

Fuente: Elaboración Propia.

Descripción de una condición crítica y óptima

- Condición crítica (c): se da cuando al ejercer la fuerza requerida para extraer los acoples, la tuerca del eje roscado solo se apoya en una de las jetas de la barra puente.
- Condición óptima(o): por el contrario, se da cuando la tuerca se apoya en las dos jetas de la barra puente. Dicha condición es la ideal, ya que, la fuerza requerida se comparte en ambas jetas, dando mayor confiabilidad al momento de soportar dicha fuerza. Para un mayor entendimiento ver Figura N°37.

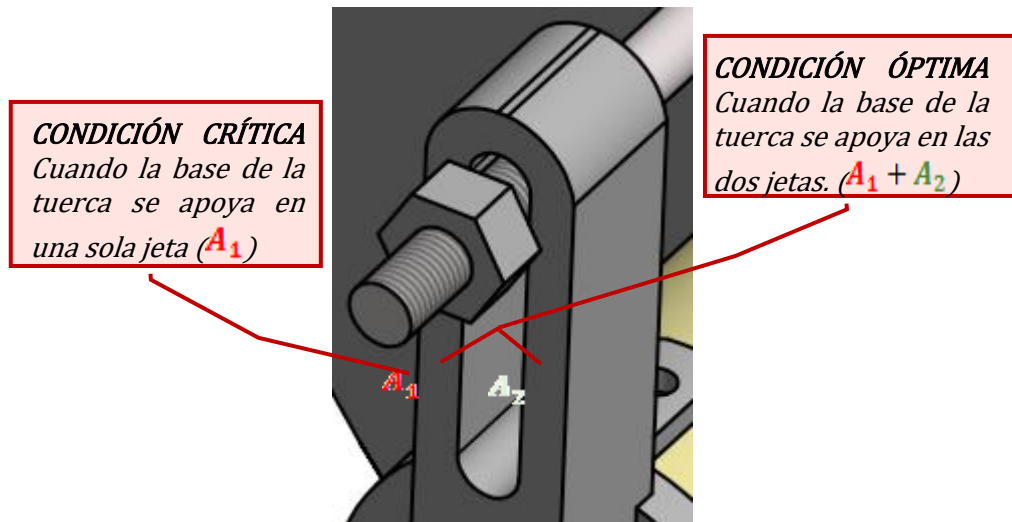


Figura 37: Condición Crítica y Óptima.
Fuente: Elaboración Propia.

Con los datos anteriormente mencionados en el desarrollo de los cálculos correspondientes, se podrá hallar: el esfuerzo cortante, el esfuerzo de flexión y la deflexión máxima que alcanzará el extractor al someterlo a una fuerza externa.

- a) **Esfuerzo cortante (τ):** en el cual el área(A) se encuentra mediante la siguiente figura:

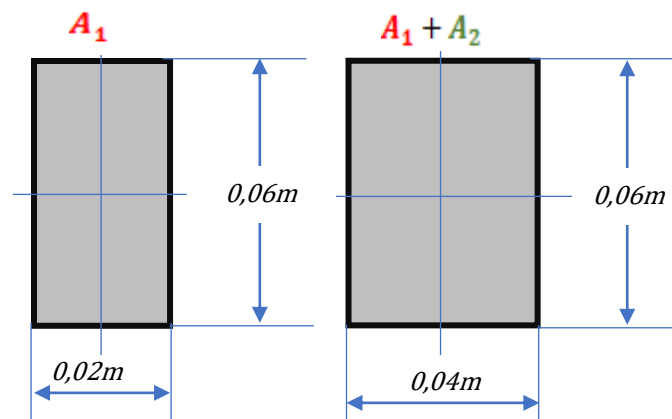


Figura 38: Tramo de Perfil I del Extractor.
Fuente: Elaboración Propia.

Teniendo en cuenta la figura anterior se puede decir que las áreas son:

$$A_{sección} = (B \cdot h)$$

$$A_{sección(c)} = (0,02)(0,06)$$

$$A_{sección(o)} = (0,04)(0,06)$$

$$A_{sección(c)} = 1,2 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_{sección(o)} = 2,4 \times 10^{-3} m^2$$

Luego, se obtiene los esfuerzos cortantes, sabiendo que $V_{max} = 43,673KN$

$$\tau = \frac{3V}{2A_c}$$

$$\tau = \left(\frac{3}{2}\right) \left(\frac{43,673 \text{ KN}}{1,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2}\right)$$

$$\tau = 54591,25 \text{ KN/m}^2$$

$$\tau_c = 54,591 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{3V}{2A_o}$$

$$\tau = \left(\frac{3}{2}\right) \left(\frac{43,673 \text{ KN}}{2,4 \times 10^{-3} \text{ m}^2}\right)$$

$$\tau = 27295,625 \text{ KN/m}^2$$

$$\tau_o = 27,296 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, se dice que el Esfuerzo Cortante Máximo para una condición crítica es 54,591Mpa, y para una condición optima de trabajo es 27,296MPa.

b) Esfuerzo de flexión máximo(σ_{max}):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot c}{I} = \frac{M_{max}}{S}$$

En el que “S” es el Módulo de Resistencia, y se analizan sus valores de la siguiente manera:

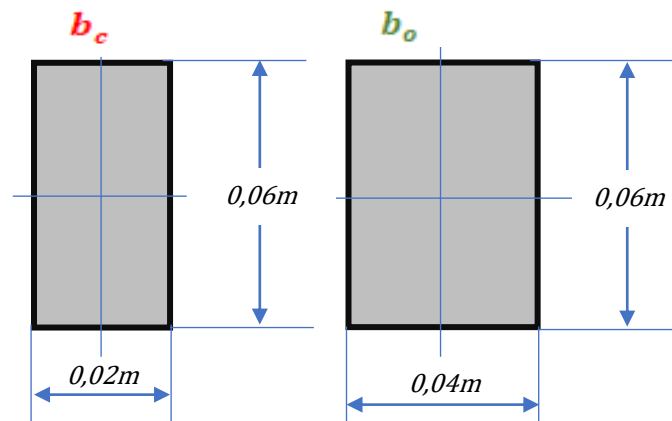


Figura 39: Tramo de Perfil II del Extractor.

Fuente: Elaboración Propia.

$$S_c = \frac{b_c \cdot h^2}{6}$$

$$S_c = \frac{0,02\text{m} (0,06\text{m})^2}{6}$$

$$S_c = 1,2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S_o = \frac{b_o \cdot h^2}{6}$$

$$S_o = \frac{0,04\text{m} (0,06\text{m})^2}{6}$$

$$S_o = 2,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Con estos datos obtenidos podemos aplicar la fórmula (δ_{max}), mencionada anteriormente y decir lo siguiente:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max_c} &= \frac{M_{\max}}{S_c} & \sigma_{\max_o} &= \frac{M_{\max}}{S_o} \\ \sigma_{\max_c} &= \frac{3,057 \text{ KN.m}}{1,2 \times 10^{-5} \text{ m}^3} & \sigma_{\max_o} &= \frac{3,057 \text{ KN.m}}{2,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3} \\ \sigma_{\max_c} &= 254750 \text{ KN/m}^2 & \sigma_{\max_o} &= 127375 \text{ KN/m}^2 \\ \sigma_{\max_c} &= 254,75 \text{ MPa} & \sigma_{\max_o} &= 127,375 \text{ MPa}\end{aligned}$$

El valor del esfuerzo máximo de flexión, es un valor muy importante, porque, mediante el “Límite de Fluencia” del material a seleccionar y dicho valor encontrado, se podrá hallar un “Factor de Seguridad” que permitirá definir si el material seleccionado y las dimensiones del mecanismo extracto, son las más adecuadas para poder realizar el cambio del acople sin ningún inconveniente.

c) Deflexión máxima del extractor (y_{\max_c})

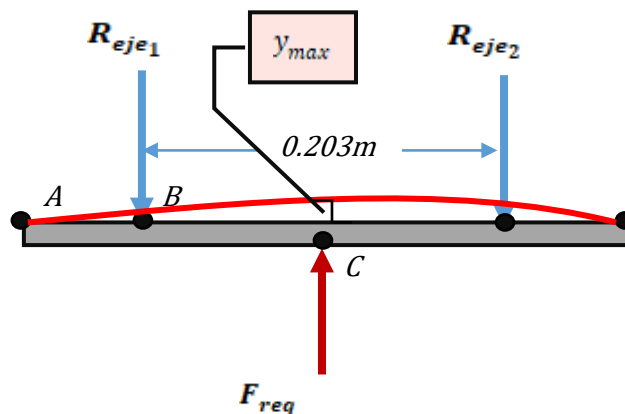


Figura 40: Deflexión Máxima del Extractor.
Fuente: Elaboración Propia.

Para poder identificar la deflexión o deformación máxima del extractor es muy importante tener en cuenta el “Módulo de Elasticidad” del acero al carbono mostrado en la siguiente tabla:

Tabla 17.

Constantes Físicas de los Materiales.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/pulg ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro fundido (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Plata niquelada	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Aleaciones de titanio	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

Fuente: Budynas, Richard, (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 9.a.ed. 2007. s.p.

Por lo tanto:

- Módulo de elasticidad del Acero
- El segundo momento del área: Momento de inercia según el eje x, para la condición crítica y optima respectivamente.

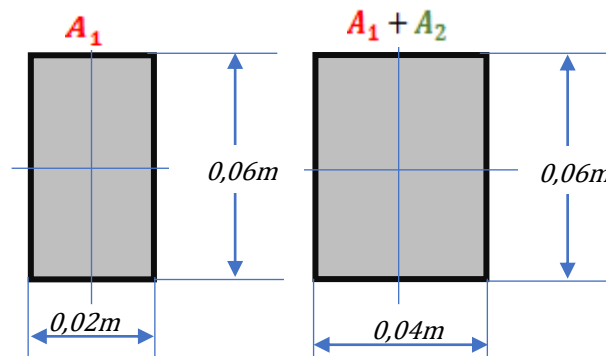


Figura 41: Tramo de Perfil III del Extractor.

Fuente: Elaboración Propia.

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_c = \frac{0,02m \cdot (0,06m)^3}{12}$$

$$I_c = 3,6 \times 10^{-7} m^4$$

$$I_o = \frac{0,04m \cdot (0,06m)^3}{12}$$

$$I_o = 7,2 \times 10^{-7} m^4$$

Habiendo adquirido todos los datos necesarios, obtenemos a continuación el esfuerzo de fluencia máximo (y_{max}), sabiendo que, $F_{req} = 87,346KN$ y $L = 0,203m$

Para una condición crítica:

$$y_{max_c} = \frac{F_{req} \cdot L^3}{48E \cdot I}$$

$$y_{max_c} = \frac{87,346 \times 10^3 N \cdot (0,203m)^3}{48(207 \times 10^9 N/m^2) (3,6 \times 10^{-7} m^4)}$$

$$y_{max_c} = 2,042 \times 10^{-4} m \left(\frac{10^3 mm}{1m} \right)$$

$$y_{max_c} = 0,2mm$$

Para una condición óptima:

$$y_{max_o} = \frac{F_{req} \cdot L^3}{48E \cdot I}$$

$$y_{max_o} = \frac{87,346 \times 10^3 N \cdot (0,203m)^3}{48(207 \times 10^9 N/m^2) (7,2 \times 10^{-7} m^4)}$$

$$y_{max_o} = 1,02 \times 10^{-4} m \left(\frac{10^3 mm}{1m} \right)$$

$$y_{max_o} = 0,1mm$$

La deflexión o deformación en el extractor, al aplicar la fuerza requerida para poder extraer el acople, según los cálculos hechos anteriormente, son totalmente insignificantes, por lo que se podría decir que el extractor no presentaría deformación al recibir dicha fuerza, tanto para el caso crítico como para el caso óptimo. Lo que

significaría, que el material seleccionado y las dimensiones del mecanismo extractor son las correctas para poder llevarlo al diseño.

Simulación en Autodesk Inventor 2018

Para poder corroborar la deformación del extractor, también es sometido a una Fuerza (F_{req}) de 87346N y tal como se observa a través de la Figura N°41.

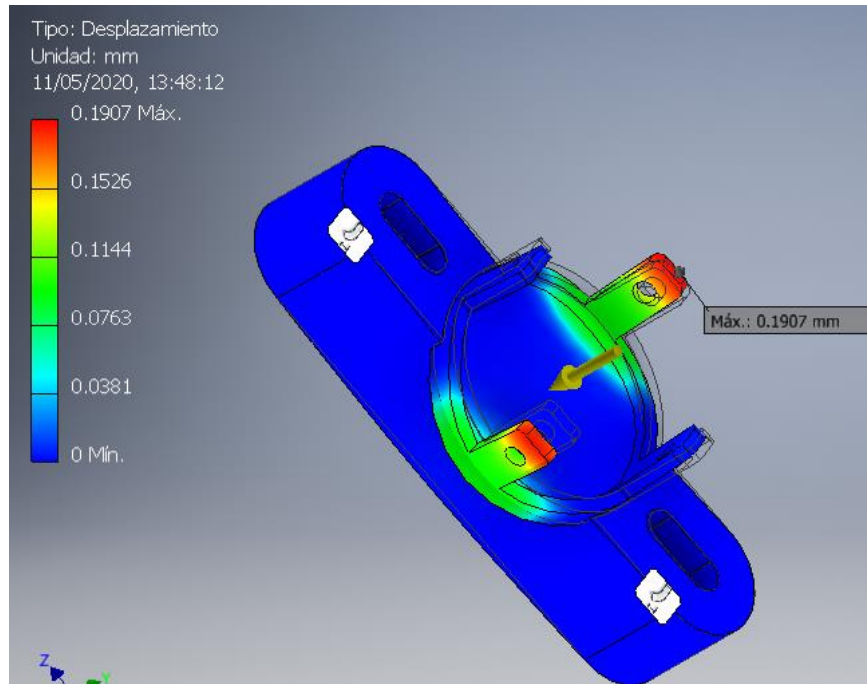


Figura 42: Deformación del Extractor

Fuente: Elaboración Propia.

Una vez hecha la simulación, se observa que la barra puente tiene una deformación de 0.1907mm tal cual se muestra en la enmarcación roja presente en dicha figura y haciendo una comparación con los datos encontrados anteriormente en los cálculos manuales, se puede afirmar que la Barra Puente tiene una deformación totalmente despreciable.

d) Factor de seguridad (N)

Para la fabricación de la barra puente se seleccionó un acero ASTM A572 grado 50 de la empresa PERÚ METALES que va a tener un Límite de Fluencia(S_Y)de 345MPa.

Por lo tanto, utilizando el esfuerzo máximo a la flexión, se puede mencionar que:

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{max}}$$

$$N_c = \frac{S_Y}{\delta_{max_c}}$$

$$N_c = \frac{345MPa}{254,75MPa}$$

$$N_c = 1,35$$

$$N_o = \frac{S_Y}{\delta_{max_o}}$$

$$N_o = \frac{345MPa}{127,375MPa}$$

$$N_o = 2,7$$

Según Robert C. Juvinall, en su libro: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA, establece que:

“F.S = 2 a 2,5 para materiales promedio operan en ambientes comunes y sometidos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse”.

Por lo tanto, para una condición de trabajo crítico, la barra puente soportará la fuerza que se requiere para la extracción del acople usado.

Por otro lado, para una condición de trabajo óptimo, soportará el doble de la fuerza requerida; por lo tanto, se puede afirmar que el material seleccionado es el adecuado para la fabricación del mecanismo extractor de acoples.

Simulación en Autodesk Inventor 2018

Con la simulación correspondiente a la Figura N°42, se confirma lo mencionado en el Factor de Seguridad, tal cual como indica la enmarcación roja de la Figura (2Min) y aplicando una Fuerza de 87346N (F_{req}).

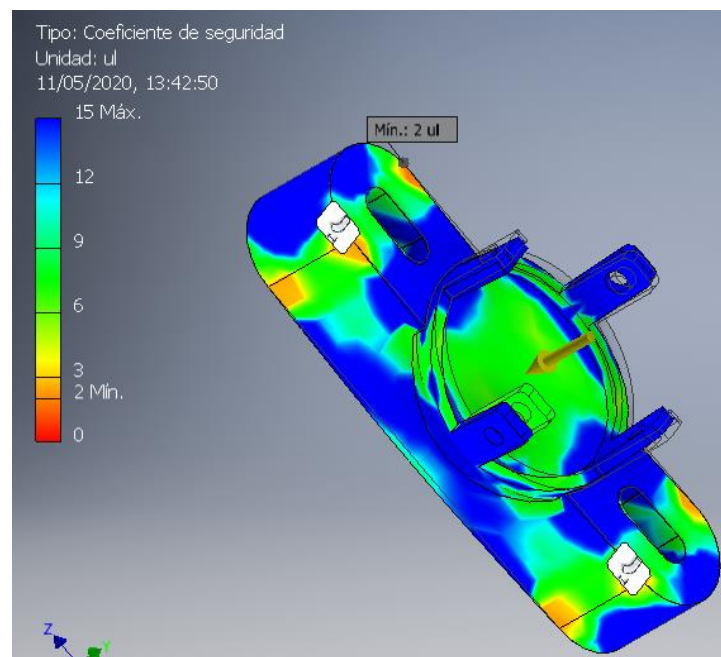


Figura 43: Factor de Seguridad del Extractor.
Fuente: Elaboración Propia.

4.3.2 Ejes roscados:

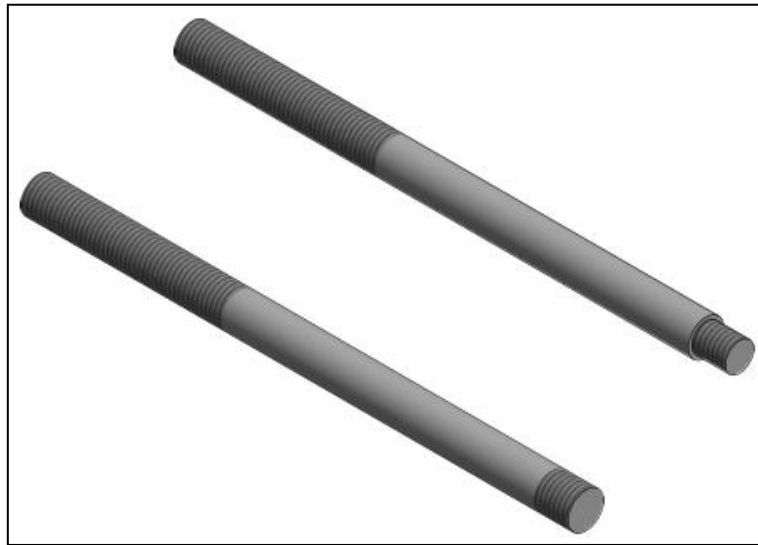


Figura 44: Ejes Roscados para acoples LOVEJOY y RING FEDER.
Fuente: Elaboración Propia.

Según la solución seleccionada mediante la evaluación técnico – económica, para el diseño del mecanismo extractor se utilizará unos “Ejes Roscados”, esto permite que el mecanismo sea utilizado para dos tipos de acoples: acople de engranajes LOVEJOY y acople con elastómeros RING FEDER. Cada uno de estos acoples van a tener distintos diámetros de los agujeros donde van a entrar los ejes roscados, uno va ser de $1/2" \cong 12mm$ y el otro será de $5/8" \cong 16mm$.

En vista de ello, para realizar el cálculo de dichos ejes roscados, solo será necesario el uso de las dimensiones de uno de ellos, en este caso el de menor diámetro, ya que, si dicho diámetro, soporta la presión requerida para la extracción del acople, obviamente también soportará el de diámetro mayor, con el material que será seleccionado más adelante mediante los cálculos correspondientes.

Sabiendo que el diámetro del eje roscado con que se realizaran los cálculos es $1/2" \cong 12mm$, entonces se podrá analizar los datos del siguiente cuadro.

Cabe resaltar que, para los dos tipos de acoples, tanto para el acople de engranajes LOVEJOY y acople con elastómeros RING FEDER, será 15mm. la longitud del eje roscados que entrará al acople para su respectivo anclaje.

Tabla 18.*Diámetros y áreas de Roscas métricas de paso Grueso y Fino.*

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Fuente: Budynas, Richard, (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 9.a.ed. 2007. pp. 394.

Según la tabla N°18, nos menciona que, si el diámetro del eje roscado con que se va a trabajar es de 12mm aproximadamente, entonces el paso(p) será de 1,75mm.

Luego, se prosigue con el cálculo de la altura del diente(H) mediante las fórmulas que se denotan a continuación. Ver figura N°40.

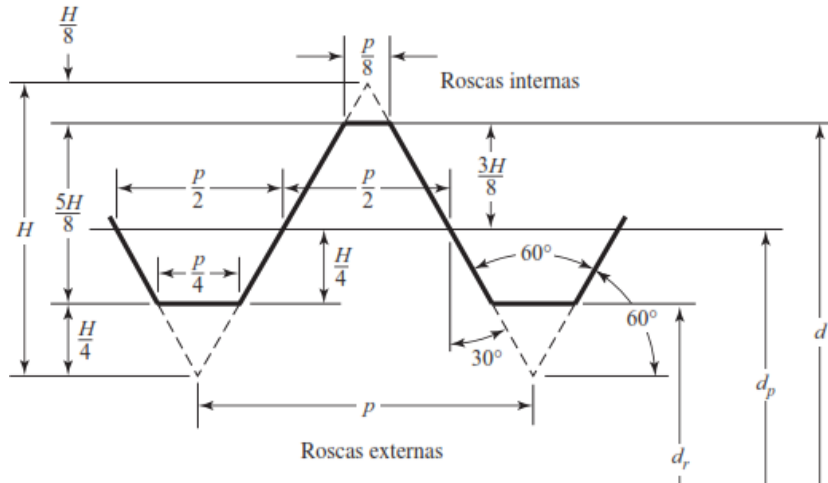


Figura 45: Perfil básico de las Roscas Métricas.

Fuente: Budynas, Richard, (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 9.a.ed. 2007. pp. 393.

En donde,

d = Diámetro mayor

d_r = Diámetro menor

d_p = Diámetro de paso

p = Paso

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} p$$

Por lo tanto, para hallar “H” que es la altura total del diente, se tiene que definir de la siguiente manera:

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} (1,75mm)$$

$$H = 1,52mm$$

Luego, para poder obtener la distancia(d) a la que caerá la fuerza de la reacción de un eje roscado ($43,673KN$), se procede a dividirlo entre dos. Ver Figura N°44.

$$d = \frac{\left(\frac{5H}{8}\right) + \left(\frac{H}{4}\right)}{2}$$

$$d = \frac{\left(\frac{5(1,52mm)}{8}\right) + \left(\frac{(1,52mm)}{4}\right)}{2}$$

$$d = 0,665mm = 6,65 \times 10^{-4}m$$

a) Esfuerzo máximo a la flexión (σ_{max}):

Adquiridos los datos anteriores se procede a ubicar el esfuerzo de flexión con la fórmula que se presenta a continuación:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S}$$

En donde M_{max} se halla de la siguiente manera:

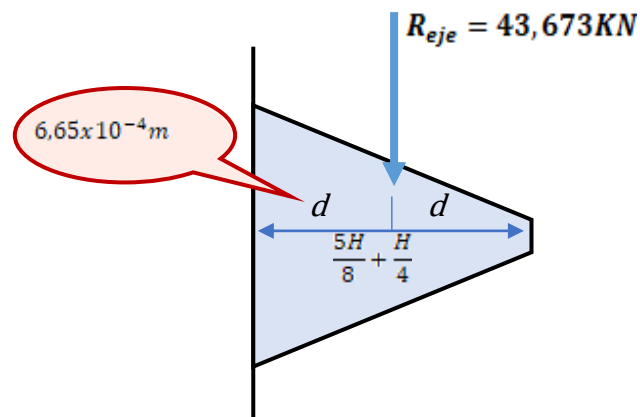


Figura 46: Vista en Corte de un Hilo de la Rosca.

Fuente: Elaboración Propia.

$$M_{max} = F \cdot d$$

$$M_{max} = (43,673KN)(6,65 \times 10^{-4}m)$$

$$M_{max} = 0,029KN.m$$

Entonces, el momento máximo que soportará todo el hilo del eje roscado será de 0,029KN.m

Para poder hallar el Módulo de Resistencia “S”, se halla:

- Altura(h): Que estará dada, en este caso, por el valor del paso(p) que es 1,75mm ó 0,00175m.

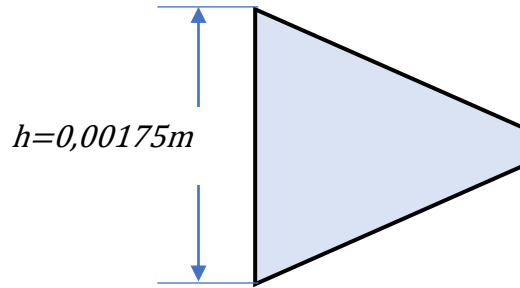


Figura 47: Altura de Hilo.
Fuente: Elaboración Propia.

- Base(b): Teniendo en cuenta que el paso tiene un valor de 1,75mm. entonces, en 15mm. entrarán involucrados 8 hilos o vueltas aproximadamente:

Si 1 vuelta representa: $\pi D_{eje} = \pi(12,7mm)$

$$39,9mm = 0,04m$$

Entonces, en 8 vueltas habrá:

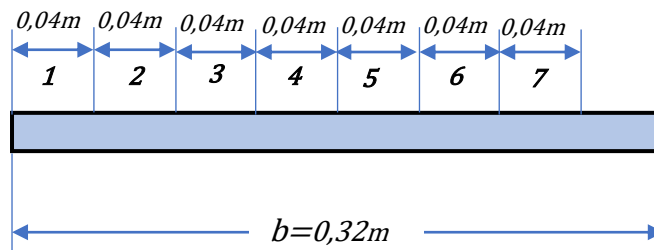


Figura 48: Base de Hilo.
Fuente: Elaboración Propia.

Habiendo obtenido estos datos, entonces se podrá hallar el módulo de resistencia:

$$S = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$$S = \frac{0,32m (0,00175m)^2}{6}$$

$$S = 1,63 \times 10^{-7} m^3$$

Por lo tanto, el esfuerzo máximo a la flexión será:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S}$$

$$\sigma_{max} = \frac{0,029KN.m}{1,63 \times 10^{-7} m^3}$$

$$\sigma_{max} = 177914,11 \text{KN}/\text{m}^2$$

$$\sigma_{max} = 177,914 \text{ MPa}$$

b) Esfuerzo de Tracción:

En vista de que, el eje roscado por un extremo se enrosca al acople y por el otro se sujeta a la barra puente mediante una tuerca, esto ocasiona que se produzca un esfuerzo de tracción al expandirse el pistón hidráulico. Dicho esfuerzo está dado por la fuerza que tiene que soportar el eje roscado al extraer el acople. ($F_{eje} = 43673 \text{N}$).

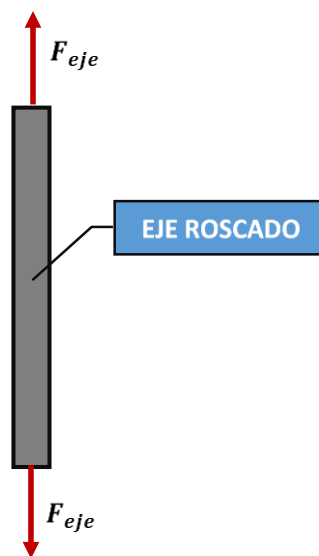


Figura 49: Esfuerzo de tracción en el eje roscado.
Fuente: Elaboración Propia.

A continuación, mediante la figura N°49 se muestran las dimensiones del eje roscado.



Figura 50: Dimensiones del eje roscado.
Fuente: Elaboración Propia.

Con estas dimensiones se puede deducir que:

$$D_{eje} = 15.88 \text{mm} \cong 16 \text{mm}$$

Seguidamente, al saber el diámetro del eje roscado se puede obtener su área o superficie.

$$A_{eje} = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$$

$$A_{eje} = \left(\frac{3,1416(16mm)^2}{4} \right)$$

$$A_{eje} = 201,062mm^2$$

Por lo tanto, al conocer todos los datos mencionados anteriormente, se puede calcular el esfuerzo de tracción (σ).

$$\sigma_{eje} = \frac{F_{eje}}{A_{eje}}$$

$$\sigma_{eje} = \frac{43673N}{201,062mm^2}$$

$$\sigma_{eje} = 217,2 MPa$$

Por consiguiente, el esfuerzo de tracción que soportará el eje roscado del mecanismo extractor será de 217,2 MPa.

c) Factor de seguridad (N):

Para la fabricación de los ejes roscados del mecanismo extractor, se va a utilizar el acero ASTM A572 grado 50 de la empresa PERÚ METALES, que tiene un Límite de Fluencia (S_Y) de 345MPa.

En vista de que en el eje roscado existen dos tipos de esfuerzos, a continuación, se desarrollan un factor de seguridad para cada uno de ellos.

- **Esfuerzo de flexión:**

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{max}}$$

$$N = \frac{345MPa}{177,914MPa}$$

$$N \cong 2$$

- **Esfuerzo de tracción:**

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{max}}$$

$$N = \frac{345MPa}{217,2MPa}$$

$$N = 1,6$$

En vista de que el factor de seguridad con el uso del acero ASTM A572 grado 50 para el esfuerzo de tracción es demasiado bajo, a continuación, se procede a cambiarlo por un acero ASTM A572 grado 65, de la misma empresa y con un Límite de Fluencia(S_Y)de 450MPa.

Esfuerzo de Flexión

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{max}}$$

$$N = \frac{450MPa}{217,2MPa}$$

$$N = 2,52$$

Esfuerzo de Tracción

$$N = \frac{S_Y}{\sigma_{max}}$$

$$N = \frac{345MPa}{177,914MPa}$$

$$N = 2$$

Según Robert C. Juvinall, en su libro: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA, establece que. F.S = 2 a 2,5 para materiales promedio operan en ambientes comunes y sometidos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse”.

Por lo tanto, se puede deducir que los materiales seleccionados para la fabricación de los ejes roscados para los dos tipos de acoples (LOVEJOY y RING FEDER), es el adecuado, ya que, puede soportar más del doble de la presión requerida para realizar la extracción del acople viejo.

4.3.3 Tuerca

En vista de que los ejes roscados tanto para el acople LOVEJOY como para el acople RING FEDER, son del mismo diámetro en la parte donde ingresan las tuercas, es decir 16mm. (0,016m), dicha medida será utilizado posteriormente para los cálculos correspondientes.

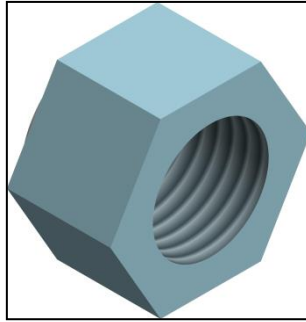


Figura 51: Tuerca Grado 8.
Fuente: Elaboración Propia.

En seguida, se procede a elaborar el diagrama de la tuerca con las fuerzas que interactúan solo en un eje roscado, por lo tanto, la fuerza requerida será la fuerza que ejerce un eje ($F_{eje} = 43,673KN$).

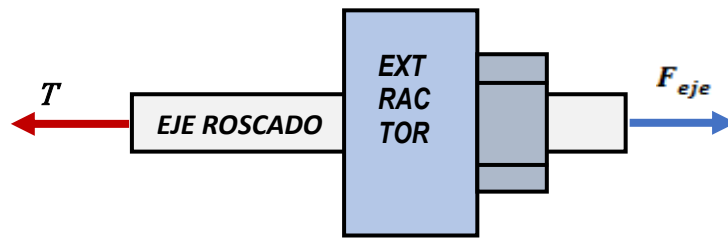


Figura 52: Diagrama de fuerzas en la tuerca.
Fuente: Elaboración Propia.

Luego, para poder conocer si la tuerca resiste la fuerza necesaria, se continua con la ubicación del esfuerzo de tensión($\delta_{tension}$):

$$\delta_{tension} = \frac{F_{eje}}{A_{eje}}$$

Para poder hallar la tensión, primero se procede a encontrar el valor del Área del eje, sabiendo que ($D_{eje} = 0,016m$)

$$A_{eje} = \frac{\pi(D_{eje})^2}{4}$$

$$A_{eje} = \frac{3,1416(0,016m)^2}{4}$$

$$A_{eje} = 2,01 \times 10^{-4}m^2$$

Teniendo bien claro el valor del área de un eje del mecanismo extractor, se procede de inmediato con la obtención del esfuerzo de tensión a continuación:

$$\delta_{tension} = \frac{43,673KN}{2,01 \times 10^{-4}m^2}$$

$$\delta_{tension} = 217278,6KPa$$

$$\delta_{tension} = \mathbf{217,278MPa}$$

Factor de seguridad (N)

En esta oportunidad, se eligió una tuerca de la empresa SODIPER, con la norma ASTM A563 de grado 5, con una carga de prueba de 120000psi.

Sabiendo que $1psi = 6,89 \times 10^{-3}MPa$

Entonces:

$$(120000psi) \left(\frac{6,89 \times 10^{-3}MPa}{1psi} \right) = 826,8MPa$$

Por lo tanto, la carga de prueba o la resistencia a la tracción será de 826,8MPa.

$$N = \frac{S_Y}{\delta_{max}}$$

$$N = \frac{826,8MPa}{217,278MPa}$$

$$\mathbf{N \cong 4}$$

Según Robert C. Juvinall, en su libro: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINA, establece que:

“F.S = 2 a 2,5 para materiales promedio operan en ambientes comunes y sometidos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse”.

Entonces, se puede decir que la tuerca elegida para el mecanismo extractor es la más indicada, en vista de que, podrá soportar hasta cuatro veces la presión requerida para la extracción del acople usado.

4.3.4 Pistón hidráulico:

Es fundamental la elección de un pistón hidráulico para que forme parte del mecanismo extractor, ya que, será el que ejercerá la presión que se requiere para extraer el acople usado.

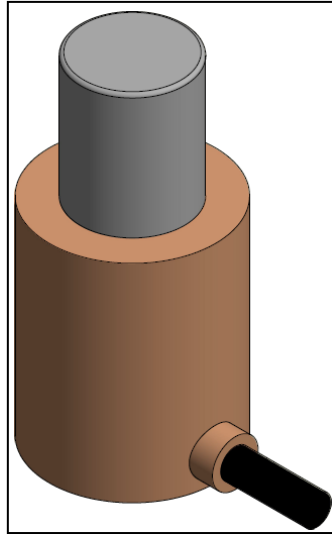


Figura 53: Pistón Hidráulico.
Fuente: Elaboración Propia.

A continuación, se ubica la fuerza existente en el pistón hidráulico, en este caso la fuerza requerida (F_{req}).

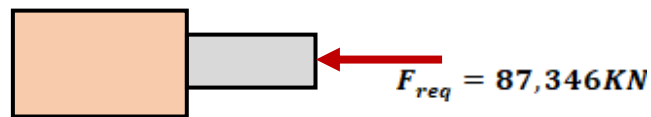


Figura 54: Fuerzas en el Pistón Hidráulico.
Fuente: Elaboración Propia.

En vista de que 67,93KN equivale a 67930N entonces, se procede a dar su equivalencia en kilogramos, para ello se aplica la siguiente fórmula:

$$F_{req} = m \cdot g$$

$$87346N = m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$m = 8903,77Kg$$

$$m = 8,903 \text{ Toneladas}$$

Factor de seguridad (N)

Se elegirá un pistón hidráulico de la marca POWER TEAM y modelo RSS 302 con una capacidad de 30 toneladas, con diámetro de émbolo de 63,5mm y una carrera de 62mm.

Entonces:

$$N = \frac{\text{Tonelaje de pistón a elegir}}{\text{Tonelaje necesitado}}$$

$$N = \frac{30 \text{ toneladas}}{8,903 \text{ toneladas}}$$

$$N \cong 3$$

Según Robert C. Juvinall, en su libro: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA, establece que:

“F.S = 2 a 2,5 para materiales promedio operan en ambientes comunes y sometidos a cargas y esfuerzos que pueden determinarse”.

Por lo tanto, el pistón seleccionado para el mecanismo extractor es el adecuado, ya que, puede soportar más que el triple del tonelaje necesitado para la extracción del acople usado.

4.4 METRADO Y COSTOS DE DISEÑO

Mediante la siguiente Tabla N°18 se enumeran todos los materiales, recursos humanos y maquinados que se requieren para el diseño y construcción del mecanismo extractor de acoples, tomando como puntos clave las cantidades y costos estimados para cada uno de ellos.

Tabla 19.

Metrado y Costos de Diseño.

MATERIALES UTILIZADOS EN EL DISEÑO DEL MECANISMO EXTRACTOR DE ACOPLES.					
Denominación	Material	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Plancha de acero estructural laminado en caliente.	ASTM A 572 grado 50	PLANCHA Largo: 310mm. Ancho: 150mm. Espesor: 63,5mm.	1	S/. 103.20	S/. 103.20
Tubo	ASTM A 500	TUBO Largo: 100mm. Diámetro Exterior 114,3mm. Diámetro Interior 63,5mm.	1	S/. 20.00	S/. 20.00
Tuercas.	ASTM A 563 grado 5	5/8"	2	S/. 10.00	S/. 20.00
Tuercas.	ASTM A 563 grado 5	1/2"	2	S/. 8.00	S/. 16.00
Golilla plana	ASTM F 436	5/8"	2	S/. 1.00	S/. 2.00
Golilla plana	ASTM F 436	1/2"	2	S/. 1.00	S/. 2.00
Pernos de cabeza mariposa.	DIN 316	M10	4	S/. 5.00	S/. 20.00
Pistón hidráulico	RSS 302	Unidad	1	S/. 750.00	S/. 750.00

Bomba hidráulica manual.	SCR 55H	Unidad	1	S/. 750.00	S/. 750.00
Manguera hidráulica.	HC 7206	Unidad	1	S/. 200.00	S/. 200.00
Manómetro de presión	GP 10S	Unidad	1	S/. 250.00	S/. 250.00
Adaptador para el manómetro	GA 4	Unidad	1	S/. 50.00	S/. 50.00
RECURSOS NECESARIOS PARA LA FABRICACIÓN DEL MECANISMO EXTRACTOR DE ACOPLES.					
Descripción		Unidad		Costo Total	
RECURSOS HUMANOS					
Responsable del proyecto.		Honorarios		S/. 1200.00	
Asesoramiento		Honorarios		S/. 1200.00	
Tornero		Honorarios		S/. 300.00	
Utilices de escritorio		Bolígrafos, papel, otros.		S/. 100.00	
Servicios		Internet, transporte, otros.		S/. 150.00	
SERVICIOS DE MAQUINADO					
Maquinado de Extractor		Taller de Maestranza		S/. 200.00	
Perforación de Extractor		Taller de Maestranza		S/. 100.00	
Soldeo de extractor		Taller de Maestranza		S/. 50.00	
Torneado de ejes roscados		Taller de Maestranza		S/. 400.00	
COSTO TOTAL				S/. 5883.00	

Fuente: Elaboración Propia.

Por lo tanto, el costo del Mecanismo Extractor tendrá un valor de S/. 5883.00.

CONCLUSIONES

- Se alcanzó el objetivo principal de esta tesis, que es Diseñar un mecanismo extractor de acoples (de la marca Lovejoy y Ring Feder), de reductor y motor eléctrico, mediante un procedimiento ordenado y detallado, a través del ANÁLISIS DE LA SOLUCIÓN presente en la tesis a partir de la página N°46, que nos menciona todo el procedimiento detallado de la extracción del acople en desuso, para luego obtener la solución más óptima mediante los cuadros de la EVALUACIÓN TÉCNICO-ECÓNOMICA de la Tabla 15 y Tabla 16, presente en la página N°57 y N°58.
- Se consiguió realizar el análisis de los diferentes esfuerzos presentes en la extracción de los acoples del reductor y motor eléctrico, mediante el desarrollo de la INGENIERÍA DE DETALLE DE LA SOLUCIÓN SELECCIONADA, presente en la tesis a partir de la página N°59, la cual nos indica las fuerzas y esfuerzos presentes en cada uno de los elementos que conforman todo el conjunto del mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico. Es así como se muestra el análisis de las fuerzas y esfuerzos de la BARRA PUENTE, indicado a partir de la página N°61. Luego se indica el análisis de los EJES ROSCADOS a partir de la página N°75. En seguida se indica el análisis de la TUERCA a partir de la página N°82. Por último, se señala el análisis del PISTÓN HIDRÁULICO a partir de la página N°84.
- Se logró con éxito, dimensionar el espesor de los componentes más importantes del mecanismo extractor, tales como: BARRA PUENTE, presente en la tesis a partir de la página N°67 y los EJES ROSCADOS, presentes en la tesis a partir de la página N°78. Dichas dimensiones permitirán, sin ningún inconveniente, soportar la fuerza requerida para poder extraer los acoples.
- Por último, se eligió correctamente el tipo de material que tendrá cada uno de los componentes del mecanismo extractor. Es así como se muestra en la página N°74, el

material seleccionado para el diseño de la BARRA PUENTE. También se muestra en la página N°81, el material elegido para los EJES ROSCADOS. Seguidamente, se indica en la página N°84, el material adecuado para las TUERCAS de los ejes roscados. Finalmente, la página N°85 muestra el material y la capacidad idónea del PISTÓN HIDRÁULICO para poder extraer los acoples sin ningún problema.

RECOMENDACIONES

- Es sumamente importante recomendar, una vez que se haya obtenido la solución más óptima según la tabla de la EVALUACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA, realizar todos los dibujos o bosquejos constructivos en un software de dibujo mecánico, de preferencia el más completo, con la finalidad de ir de la mano con el avance de los cálculos de la INGENIERÍA DE DETALLE de la tesis, y tener una idea mucho más clara al momento de realizar los planos de detalle y fabricación correspondientes.
- Es importante sugerir también que se debe realizar todos los cálculos en un software de solución de ecuaciones de ingeniería (EES) o en un software de cálculo técnico (MATLAB), con el único objetivo de poder contrastar los resultados de los cálculos hechos a mano con los resultados del software correspondiente, y así poder cerciorarse de que los resultados sean los correctos sin lugar a equivocaciones.
- Se sugiere, asimismo, en el calentamiento del acople a 150°C que es uno de los pasos de la DETERMINACIÓN DE LA SECUENCIA DE OPERACIONES, poder automatizarlo mediante la instalación de un motor eléctrico en el eje del reductor, para poder así calentar el acople de manera homogénea y extraerlo con la ayuda del mecanismo extractor, más rápido.
- Es de suma importancia recomendar de la misma manera, que si se hace uso de un pistón hidráulico con un émbolo o vástago de mayor altura que el planteado en el análisis del pistón en esta tesis (61.9mm), la altura en retracción de dicho pistón hidráulico, no deberá pasar las 5.5 pulgadas, ya que, para realizar el cambio de los acoples del reductor y motor eléctrico se tiene que separarlos uno del otro, y esta separación mientras mucho menor sea, mayor probabilidad tendrá de no caer y poder

ocasionar algún tipo de incidente o accidente que puedan dañar la integridad física de los mecánicos encargados del mantenimiento de los acoples o cualquier daño a la propiedad.

- Con la tecnología tan avanzada que tenemos hoy en día, se recomienda también el uso de una bomba accionada eléctricamente, por lo que, su accionamiento es más sencillo y sin realizar demasiado esfuerzo.
- Finalmente, es importante sugerir que el mantenimiento correctivo que se le da a los acoples del reductor y motor eléctrico es bastante peligroso, en vista de que existen varios trabajos de mucho riesgo, por lo que, los mecánicos de mantenimiento tendrán que tener como prioridad la seguridad para evitar posibles accidentes en el futuro.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- APOLINARIO JULCA, J. A. Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico). Lima. Pontificia Universidad Católica del Perú. 2015. 108 pp.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; DEWOLF, J. T. y MAZUREK, D. F. Mecánica de Materiales. 5ta Edición. México: McGraw-Hill/Interamericana Editores, 2010. ISBN-13: 978-607-15-0263-6.
- BUDYNAS, R. G. y NISBETT, J. K. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. 9na. ed. México: McGraw-Hill/Interamericana Editores, 2012. ISBN: 978-607-15-0771-6.
- COASACA APAZA, C. E. Diseño de un sistema automático para el llenado de pilas en bandejas de cartón. Tesis. (Título de Ingeniero Mecánico). Lima. Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú, 2013.
- CREUS SOLÉ, A. Neumática e Hidráulica. 4ta.ed. Barcelona: Marcombo Ediciones Técnicas, 2007. ISBN: 84-267-1420-X.
- Diccionario Enciclopédico Vox 1. 2009. Larousse Editorial, S.L. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://es.thefreedictionary.com/>
- ENERPAC. Extractores Hidráulicos. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.enerpac.com/es/extractores-hidr%C3%A1ulicos-ymec%C3%A1nicos/ESPullersSyncGrip>.
- ENERPAC. Bomba Hidráulica y accesorios. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.enerpac.com/es/downloads>
- FLOYD, T. Principios de Circuitos Eléctricos. 8va. Edición. México: Pearson Educación, 2007. ISBN: 978-970-26-0967-4.
- Gran Diccionario de la Lengua Española 2016 Larousse Editorial, S.L. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://es.thefreedictionary.com>
- HAMROCK, B. J.; JACOBSON, B. O. y SCHMID, S. R. Elementos de Máquina. México: McGraw-Hill/Interamericana Editores, 2000. ISBN: 970-10-2799-X.

- HIBBELER, R. C. Ingeniería Mecánica: Estática. 12va. Edición. México: Pearson Educación, 2010. ISBN: 978-607-442-561-1.
- INDUSTRIAS PLACENCIA. Perno cabeza mariposa DIN 316. [en línea] [Fecha de consulta: 6 de agosto de 2020]. Disponible en: <http://www.tornilleriaplacencia.com/uploads/archivos/tornillo-tuerca-mariposa-DIN-316.pdf>
- JUVINALL, R. C. Diseño de elementos de máquinas. 2da Edición. México: Limusa Wiley, 2013. ISBN: 978-607-05-0436-5.
- LARZEP HYDRAULIC. Extractores Hidráulicos. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.larzep.com/es/info/catalogos/catalogo-general-v01-15>
- MARTÍNEZ BOLIVAR, J. J. Diseño de extractor hidráulico manual de pasadores para torre grúa. Proyecto para la realización del Trabajo de Grado del programa de Tecnología en Electromecánica. Instituto Técnico Central Tecnología Electromecánica, Bogotá, Colombia, 2016.
- McCORMAC, J. C. y CSERNAK, S. F. Diseño de Estructuras de Acero. 5ta.ed. México: Alfaomega Grupo Editor, S.A., 2013. ISBN: 978-607-707-559-2. Disponible en: <https://es.thefreedictionary.com/mecanismo>
- MOTT, R. L. Resistencia de Materiales. 5ta.ed. México: Pearson Educación, 2009. ISBN: 978-607-442-047-0.
- MOTT, R. L. Diseño de Elementos de Máquinas. 4ta.ed. México: Pearson Educación, 2006. ISBN: 970-26-0812-0.
- NORTON, R. L. Diseño de Máquinas: Un enfoque Integrado. 4ta ed. México: Pearson Educación, 2011. ISBN: 978-607-32-0589-4.
- PERÚ METALES. Comercialización de planchas y perfiles de acero. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: http://www.perumetalescorporacion.com/astm_A572.php
- POWER TEAM. Cilindros Hidráulicos. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://shop.spxflow.com/spx/en/USD/Industrial/Industrial-HT/Power-Team/Cylinders/C-Series/c/Power%20Team-C%20Series?displayProduct=true>
- RAFAEL VACA, D. E. Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilería en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A. Tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista. Universidad César Vallejo, Trujillo, Perú, 2017.

SKF. Extractores Mecánicos e Hidráulicos. [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.skf.com/pe/products/maintenance-products/mechanical-tools-for-mounting-and-dismounting/bearing-pullers/heavy-duty-jaw-pullers>

SODIPER. Tuerca hexagonal. [en línea] [Fecha de consulta: 6 de agosto de 2020]. Disponible en: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

VDI. En: Verein Deutscher Ingenieure [en línea] [Fecha de consulta: 28 de abril de 2020]. Disponible en: <https://www.vdi.eu/engineering/vdi-standards/>

ANEXOS

ANEXO 1:

Especificaciones técnicas de la plancha de acero ASTM A 572, grado 50. “PERÚ METALES”.

Composición química:

Tabla 20.

Composición química de acero ASTM A572 PERÚ METALES.

Grado	%C máx.	%Mn máx.	%P máx.	%S máx.	%Si máx.
42	0,21	1,35	0,04	0,05	0,4
50	0,23	1,35	0,04	0,05	0,4
60	0,26	1,35	0,04	0,05	0,4
65	0,26	1,35	0,04	0,05	0,4

Fuente: http://www.perumetalescorporacion.com/astm_A572.php

Propiedades mecánicas:

Tabla 21.

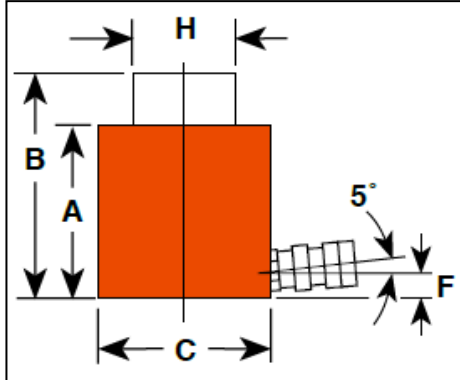
Propiedades mecánicas del acero ASTM A572 PERÚ METALES.

Grado	Límite de Fluencia (mín.)		Resistencia a la Tracción (mín.)		Elongación Min. % En 200mm (8in)
	MPa	PSI	MPa	PSI	
42	290	42000	415	60000	20
50	345	50000	450	65000	18
60	415	60000	520	75000	16
65	450	65000	550	80000	15

Fuente: http://www.perumetalescorporacion.com/astm_A572.php

ANEXO 2: Especificaciones técnicas del Pistón Hidráulico “POWER TEAM”.

Figura 55: Especificación de las dimensiones POWER TEAM.



Fuente: <https://www.enerpac.com/es/downloads>

Características

IDEAL PARA ÁREAS REDUCIDAS CON UN ESPACIO LIBRE DE ENTRE 88,9 Y 290,5 MM.

- El tratamiento de las superficies con carbonitruración Power-Tech inhibe la corrosión y proporciona una durabilidad excepcional al vástago y al pistón.
- El ultrarresistente muelle de retorno (excepto para los modelos de doble efecto) proporciona un retorno rápido del pistón y tiene una altura reducida en posición abatida.
- El acoplador en los modelos de entre 10 y 50 toneladas está orientado hacia arriba en un ángulo de 5° para ofrecer un mayor espacio libre.
- La parte superior ranurada del pistón ayuda a evitar que resbale la carga.
- Los cilindros pueden soportar cargas «fin de carrera» al completo.
- Asas de transporte extraíbles en los modelos de 100 toneladas y 250 toneladas.
- Cumple las normativas de seguridad ANSI / ASME B30.1

Tabla 22.

Capacidad y dimensiones del pistón hidráulico POWER TEAM

Cap. del cil. (toneladas)	Carrera (mm)	N.º de pedido	Capacidad de aceite		A	B	C	F	H	Diámetro del orificio (mm)	Área efectiva del cilindro	Toneladas métricas a 700	Peso del producto (kg)
					Altura en retracción	Altura en extensión	Diámetro exterior	Base al puerto	Diámetro del vástago del pistón		(cm²)	(bar)	
			(cm³)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)		Empuje	Empuje	
10	38,1	RSS101	56	–	88,9	127,0	69,9	15,9	38,1	42,9	14,4	10,2	2,7
20	44,5	RSS202	126	–	95,3	139,7	90,5	15,9	54,8	60,3	28,6	20,0	4,5
30	62,0	RSS302	259	–	117,5	179,4	101,6	15,9	63,5	73,0	41,9	29,5	6,7
50	60,5	RSS502	374	–	127,0	187,3	123,8	19,1	79,4	88,9	62,0	43,6	10,5
100	57,2	RSS1002	725	–	139,7	196,9	168,3	23,8	111,1	127,0	126,6	89,1	21,4
100	38,1	RSS1002D*	482	212	144,5	182,6	174,6	23,8*	95,3	127,0	126,6	89,1	24,7
250	76,2	RSS2503	2469	–	290,5	366,7	250,8	36,0	139,7	203,2	323,9	227,8	99,7

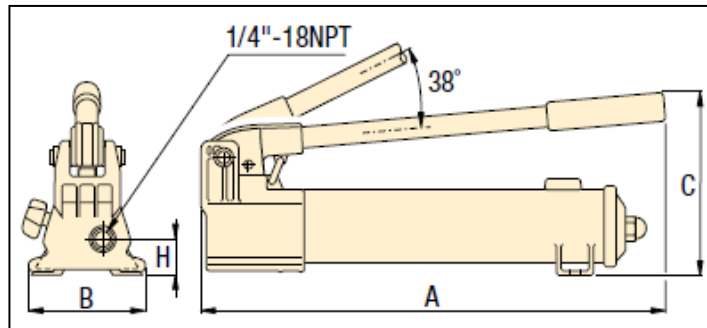
Fuente: <https://www.enerpac.com/es/downloads>

ANEXO 3:

Especificaciones técnicas de la Bomba Manual Hidráulica y Accesorios. “ENERPAC”.

Bomba Manual

Figura 56: Especificación de las dimensiones ENERPAC.



Fuente: <https://www.enerpac.com/es/downloads>

Accesorios:

Tabla 23. Accesorios de la bomba manual ENERPAC.

Accesorios incluidos		
No. de modelo de la manguera	No. de modelo del manómetro	No. de modelo del adaptador para manómetro
HC-7206	GP-10S	GA-4

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/downloads>

Tabla 24. Capacidad y dimensiones de la bomba manual ENERPAC.

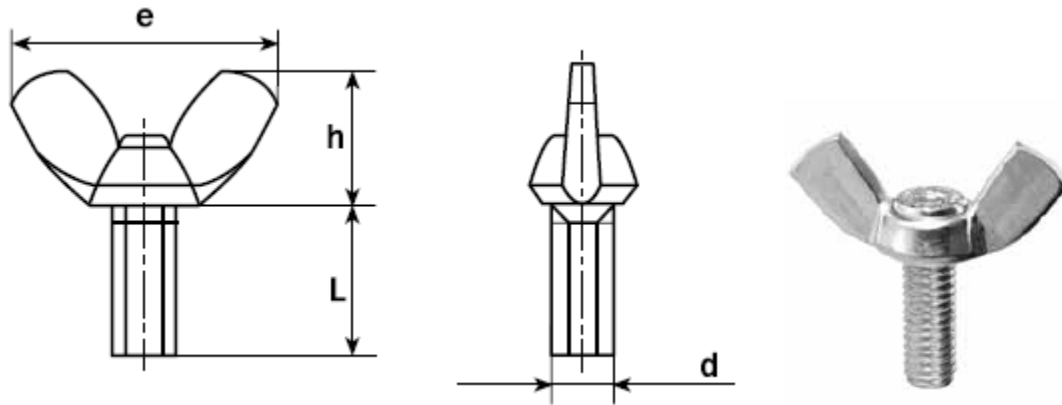
Presión hidráulica máxima	Volumen utilizable de aceite	Número de modelo	Capacidad nominal de presión		Volumen de aceite por carrera		Carrera del pistón	Máx. esfuerzo de palanca	Dimensiones en pulgadas					
			psi	psi	1ª etapa	2ª etapa			A	B	C	H	libras	
psi	pulg³		1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa	pulg	lbs						
▼ Una velocidad														
3000	6.2	SP-621	–	3000	–	1)	1)	60 2)	10.10	.41	12.40	2.81	7.0	
3000	50	P-51	–	3000	–	.25	1.00	61	26.00	3.63	6.31	2.25	12.0	
10,000	20	P-141	–	10,000	–	.055	.50	72	13.25	3.75	5.63	1.13	4.5	
▼ Dos velocidades														
5000	20	P-142	200	10,000	.221	.055	.50	78	13.25	3.75	5.63	1.13	4.5	
5000	20	P-142-5000	200	5,000	.221	.055	.50	78	13.25	3.75	5.63	1.13	4.5	
10,000	55	P-202	200	10,000	.221	.055	.50	63	20.06	3.75	5.69	1.13	7.5	

Fuente: <https://www.enerpac.com/es/downloads>

ANEXO 4:

Especificaciones técnicas del Perno cabeza Mariposa "INDUSTRIAS PLACENCIA".

Figura 57: Especificación de las Dimensiones INDUSTRIAS PLACENCIA.



Fuente: <http://www.tornilleriaplacencia.com/uploads/archivos/tornillo-tuerca-mariposa-DIN-316.pdf>

Tabla 25.

Capacidad y dimensiones del perno cabeza mariposa INDUSTRIAS PLACENCIA.

d	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
P	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
e (max)	20	26	33	39	51	65	73	90	110
h (max)	10,5	13	17	20	25	33,5	37,5	46,50	56,5

L\d:									
6	X								
8	X	X	X						
10	X	X	X	X					
12	X	X	X	X					
14	X	X	X	X					
16	X	X	X	X	X	X			
18	X	X	X	X	X	X			
20	X	X	X	X	X	X	X		
25		X	X	X	X	X	X		
30		X	X	X	X	X	X	X	
35			X	X	X	X	X	X	X
40			X	X	X	X	X	X	X
50				X	X	X	X	X	X
60						X	X	X	X

Fuente: <http://www.tornilleriaplacencia.com/uploads/archivos/tornillo-tuerca-mariposa-DIN-316.pdf>

ANEXO 5:

Especificaciones técnicas de las Tuercas. "SODIPER"

Tabla 26.

Capacidad y dimensiones del perno SODIPER.

GRADOS Y MARCAS SODIPER	ESPECIFICACIÓN	DIÁMETRO NOMINAL DE LA TUERCA	CARGA DE PRUEBA	CLASES DE RESISTENCIA Y MARCAS SODIPER	ESPECIFICACIÓN	DIÁMETRO NOMINAL DE LA TUERCA	CARGA DE PRUEBA
			PSI				N/mm ²
 GRADO 2	ASTM-A563 GRADO A	1/4" HASTA 1.1/2"	90.000	 CLASE 5	ISO 898/2 CLASE 5	SOBRE M4 HASTA M7	580
						SOBRE M7 HASTA M10	590
						SOBRE M10 HASTA M16	610
						SOBRE M16 HASTA M39	630
 GRADO 5	ASTM-A563 GRADO B	1/4" HASTA 1" SOBRE 1" HASTA 1.1/2"	120.000 105.000	 CLASE 8	ISO 898/2 CLASE 8	SOBRE M4 HASTA M7	855
				 CLASE 8		SOBRE M7 HASTA M10	870
						SOBRE M10 HASTA M16	880
						SOBRE M16 HASTA M39	920
 GRADO 8	ASTM-A563 GRADO DH	1/4" HASTA 1.1/2"	150.000	 CLASE 10	ISO 898/2 CLASE 10	SOBRE M4 HASTA M7	1040
				 CLASE 10		SOBRE M7 HASTA M10	1040
						SOBRE M10 HASTA M16	1050
						SOBRE M16 HASTA M39	1060

Fuente: <http://www.sodiper.cl/wp-content/themes/sodiper/catalogo.pdf>

ANEXO 6:

Matriz de Consistencia. “Diseño de mecanismo extractor de acoples de reductor y motor eléctrico, Arequipa 2019”.

Tabla 27.

Matriz de Consistencia.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	OBJETIVOS	MARCO TEÓRICO	METODOLOGÍA	RECOMENDACIONES	CONCLUSIONES
<p>Problema general: ¿Cómo se puede diseñar un mecanismo extractor de acoples de un reductor y motor eléctrico?</p> <p>Problemas específicos:</p> <ul style="list-style-type: none"> - ¿Cómo se puede analizar los esfuerzos que se presentan en la maniobra de extracción de acoples? - ¿De qué manera se podrá evitar que los ejes del reductor o del motor eléctrico, salgan dañados o deformados, al extraer los acoples? - ¿En qué medida reducirá el costo de mantenimiento del reductor o motor eléctrico? 	<p>Objetivo general: “Diseñar un mecanismo extractor de acoples de un reductor y motor eléctrico”</p> <p>Objetivos específicos:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Realizar el análisis de los esfuerzos que están presentes en la actividad de extraer los acoples. - Evitar que el eje del reductor y del motor eléctrico salgan dañados, al extraer los acoples. - Reducir el costo de mantenimiento del reductor y motor eléctrico. 	<p>Antecedentes: Dichos antecedentes se obtuvieron mediante tres tesis para la obtención del Título Profesional de ingeniero, principalmente orientados a todo lo que respecta con el Diseño de Mecanismos.</p> <p>Bases Teóricas: Básicamente con respecto al diseño en ingeniería mecánica, esfuerzos, diagrama de cuerpo libre, análisis de cargas, esfuerzo normal directo, esfuerzo cortante directo, esfuerzo de apoyo, rodamientos, tipos de rodamientos, diseño de ejes, esfuerzos en ejes, el acero, aceros estructurales, acoplamientos, hidráulica, bombas hidráulicas.</p>	<p>Metodología aplicada La investigación es documental, mediante la recolección de datos tomados de libros de diseño de sistemas mecánicos, resistencia de materiales, catálogos, PETS.</p> <p>Se realizó trabajo de campo enfocado en el análisis de variables presentadas en el proceso.</p> <p>Diseño de la investigación: El tipo de estudio que tiene la presente tesis es de “Investigación descriptiva Tecnológica”.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Se recomienda, una vez que se haya obtenido la solución más óptima según la tabla de la Evaluación técnico-económica, realizar todos los dibujos o bosquejos constructivos en un software de dibujo mecánico. - Se sugiere también, que se debe realizar todos los cálculos en un software de solución de ecuaciones de ingeniería. - Se sugiere que el calentamiento que se le da al acople (150°C) se pueda automatizarlo mediante la instalación de un motor eléctrico. <p>Se sugiere que, si se hace uso de un pistón hidráulico con un émbolo o vástago de mayor altura, la altura en retracción de dicho pistón hidráulico, no deberá pasar las 5.5 pulgadas. Se recomienda, tener como prioridad la seguridad para evitar posibles accidentes.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Se alcanzó el objetivo principal de esta tesis, que es diseñar un mecanismo extractor de acoples (de la marca Lovejoy y Ring Feder), de reductor y motor eléctrico. - Se consiguió realizar el análisis de los diferentes esfuerzos presentes en la extracción de los acoples del reductor y motor eléctrico, mediante el desarrollo de la Ingeniería de Detalle de la solución seleccionada. - Se evitó que el eje del reductor y motor eléctrico salgan dañados al extraer los acoples. - Se obtuvo la reducción de los costos en el mantenimiento del reductor y motor eléctrico.

Fuente: Elaboración propia.

ANEXO 7:

Plano de conjunto para acople LOVEJOY

ANEXO 8:

Plano de conjunto para acople RING FEDER

ANEXO 9:

Plano de montaje para acople LOVEJOY

ANEXO 10:

Plano de montaje para acople RING FEDER

ANEXO 11:

Plano de Barra Puente

ANEXO 12:

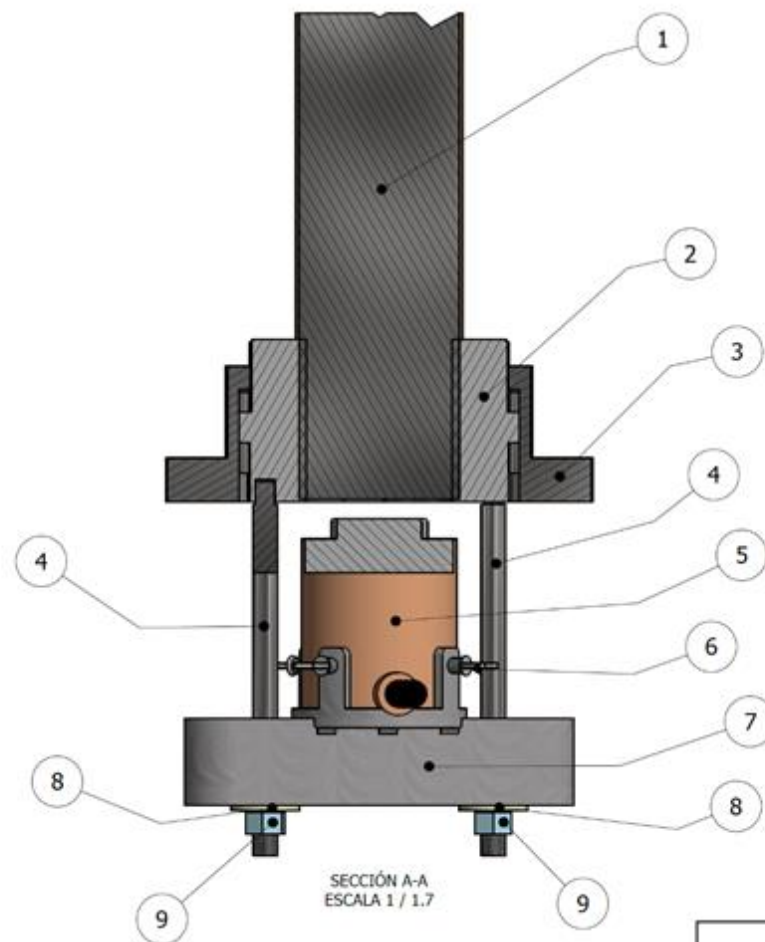
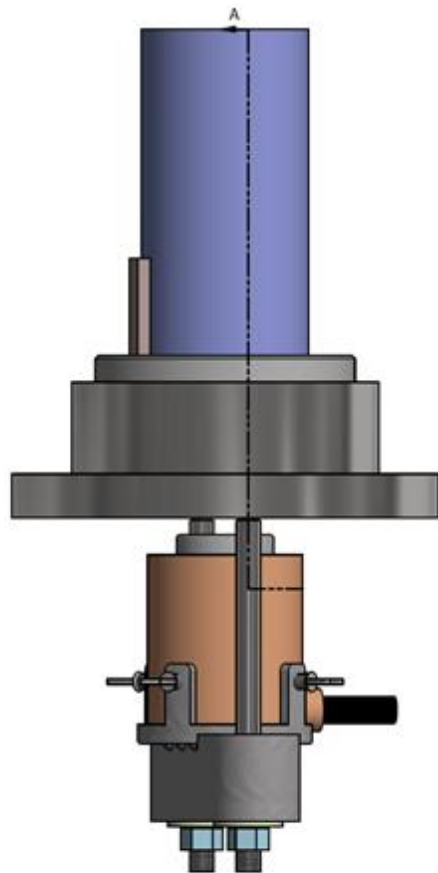
Plano de Eje Roscado para acople LOVEJOY

ANEXO 13:

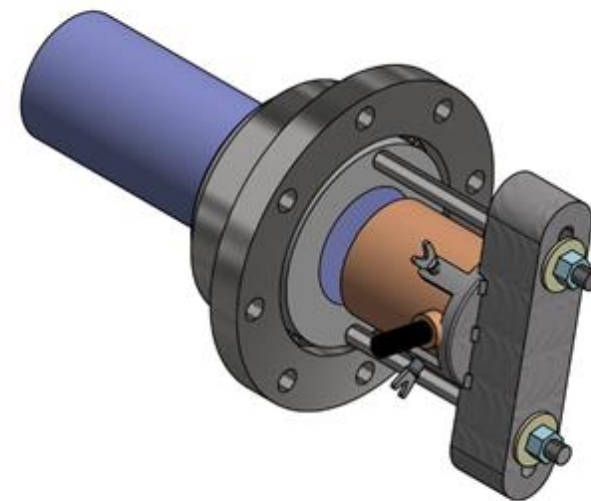
Plano de Eje Roscado para acople RING FEDER

ANEXO 14:

Plano de Pintón Hidráulico



NOTA: El plano de conjunto, muestra el mecanismo extractor, el acople de la marca LOVEJOY tanto interior como exterior y el eje con su respectiva claveta.



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Eje de Acople	
2	1	Acople LOVEJOY Int.	
3	1	Acople LOVEJOY Ext.	
4	2	Eje Roscado	ASTM A572 Grado 65
5	1	Pistón Hidráulico	Catálogo POWER TEAM
6	4	Perno Cabeza Mariposa	DIN 316
7	1	Barra Puente	ASTM A572 Grado 50
8	2	Volanda	
9	2	Tuerca	ASTM A563 Grado B

UNIVERSIDAD CONTINENTAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

PLANO DE CONJUNTO PARA ACOPLE LOVEJOY

ESCALA: 1/1.45

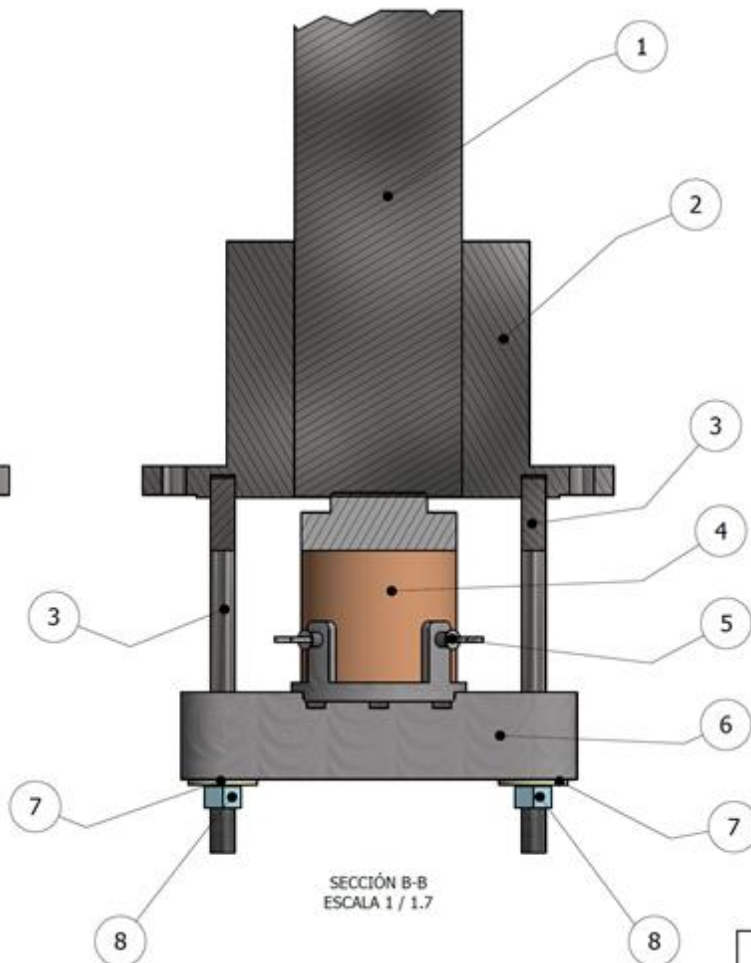
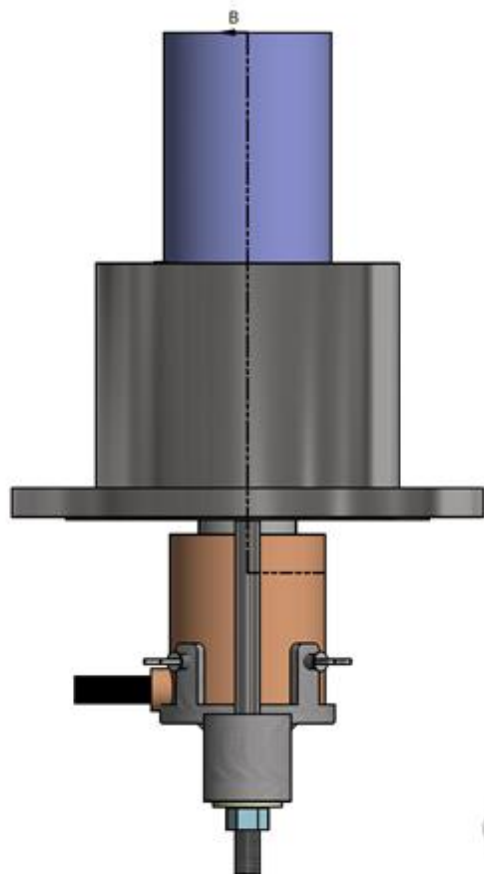
DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta

DIBUJÓ: Jean Carlos Choquehuayta

PL. N°:

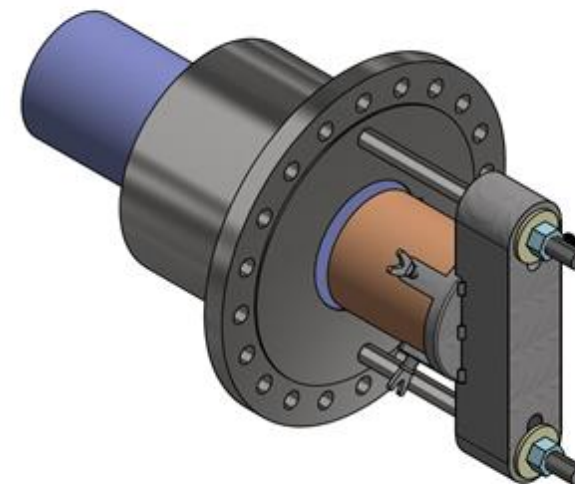
APROBÓ:

REVISÓ:



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 / 1.7

NOTA: El plano de conjunto, muestra el mecanismo extractor, el acople de la marca RING FEDER y el eje con su respectiva chaveta.



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Eje de Acople	
2	1	Acople RING FEDER	
3	2	Eje Roscado	ASTM A572 Grado 65
4	1	Pistón Hidráulico	
5	4	Perno Cabeza Mariposa	DIN 316
6	1	Barra Puente	ASTM A572 Grado 50
7	2	Volanda	
8	2	Tuerca	ASTM A563 Grado B

UNIVERSIDAD CONTINENTAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

PLANO DE CONJUNTO PARA ACOPLE RING FEDER

ESCALA: 1/1.45

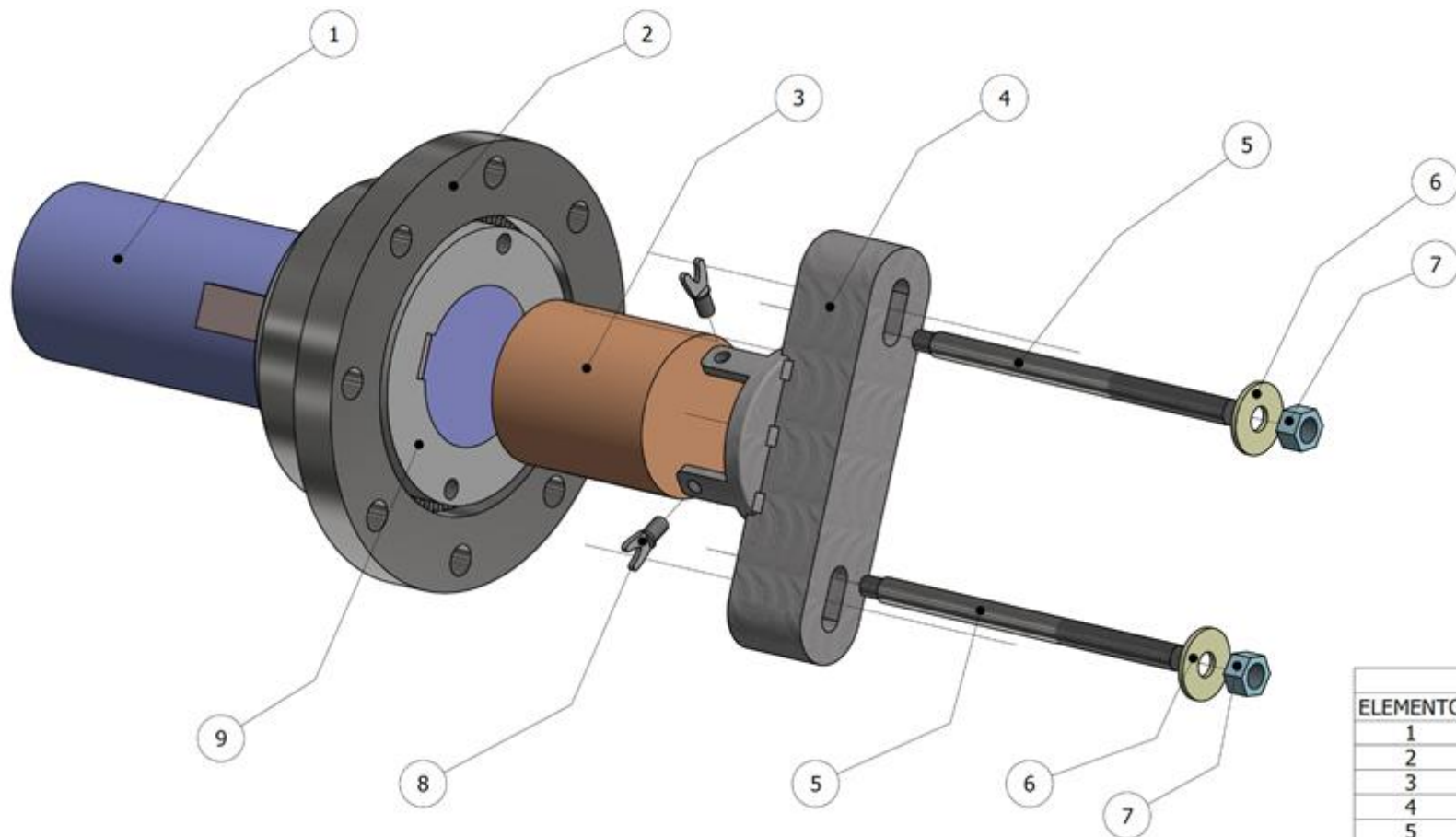
DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta

DIBUJÓ: Jean Carlos Choquehuayta

PL. Nº:

APROBÓ:

REVISÓ:



NOTA: El plano de montaje, muestra el mecanismo extractor, el acople de la marca LOVEJOY tanto interior como exterior y el eje con su respectiva claveta.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Eje de Acople	
2	1	Acople LOVEJOY Ext.	
3	1	Pistón Hidráulico	
4	1	Barra Puente	ASTM A572 Grado 50
5	2	Eje Roscado	ASTM A572 Grado 65
6	2	Volanda	
7	2	Tuerca	ASTM A563 Grado B
8	4	Perno Cabeza Mariposa	DIN 316
9	1	Acople LOVEJOY Int.	

UNIVERSIDAD CONTINENTAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

PLANO DE MONTAJE PARA ACOPLE LOVEJOY

ESCALA: 1/1.45

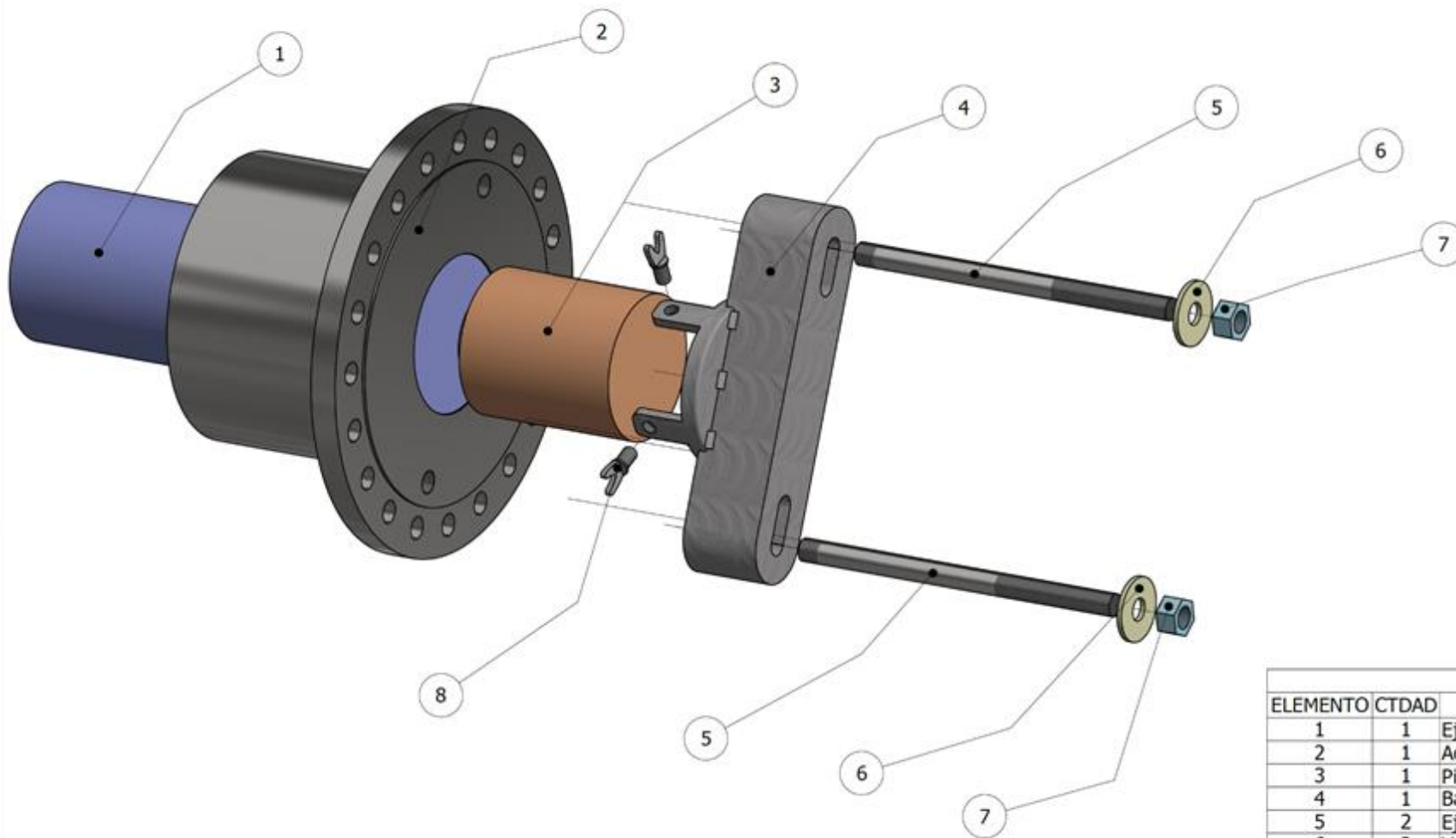
DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta

DIBUJO: Jean Carlos Choquehuayta

PL. N°:

APROBÓ:

REVISÓ:



NOTA: El plano de montaje, muestra el mecanismo extractor, el acople de la marca RING FEDER y el eje con su respectiva chaveta.

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Eje de Acople	
2	1	Acople RING FEDER	
3	1	Pistón Hidráulico	Catálogo POWER TEAM
4	1	Barra Punte	ASTM A572 Grado 50
5	2	Eje Roscado	ASTM A572 Grado 65
6	2	Volanda	
7	2	Tuerca	ASTM A563 Grado B
8	4	Perno Cabeza Mariposa	DIN 316

UNIVERSIDAD CONTINENTAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

PLANO DE MONTAJE PARA ACOPLE RING FEDER

ESCALA: 1/1.5

DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta

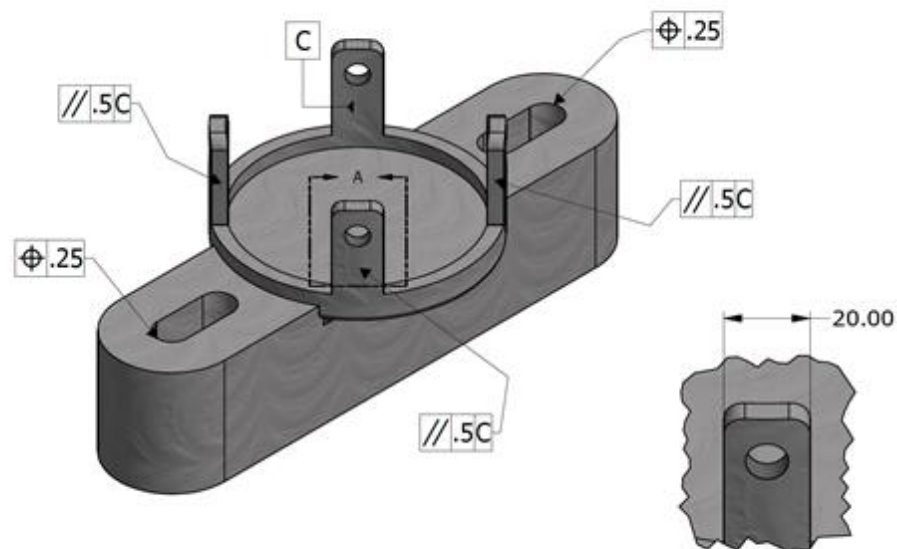
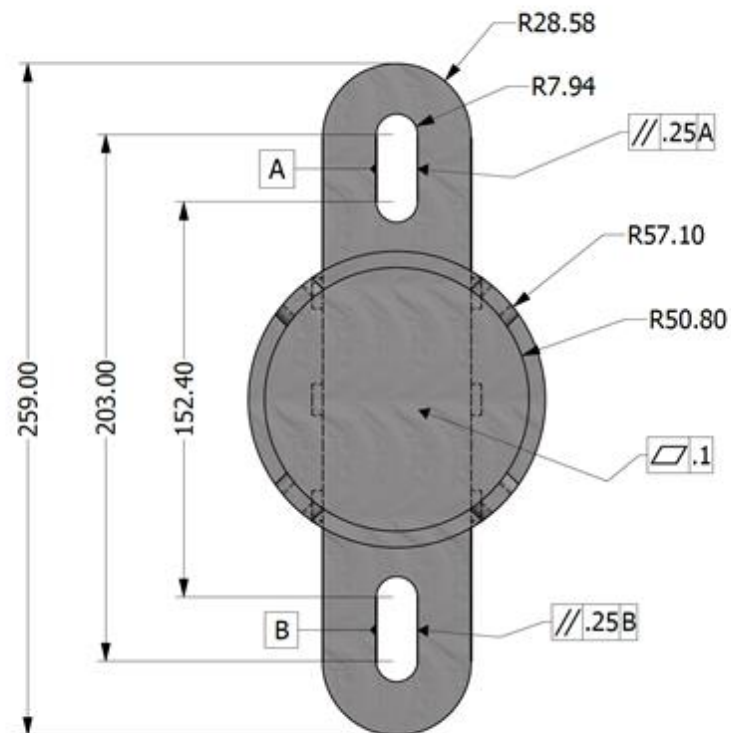
DIBUJÓ: Jean Carlos Choquehuayta

PL. N°:

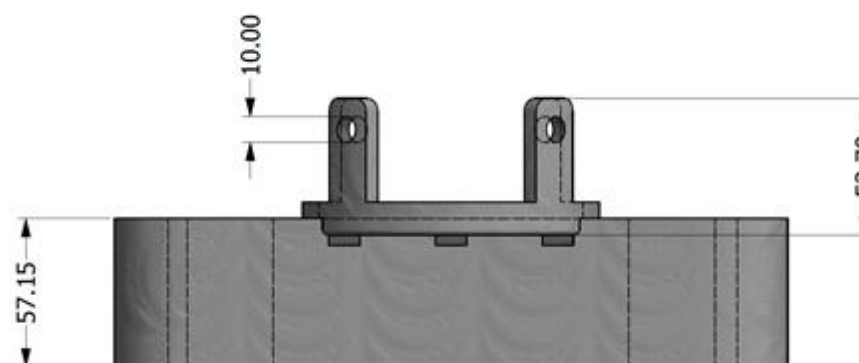
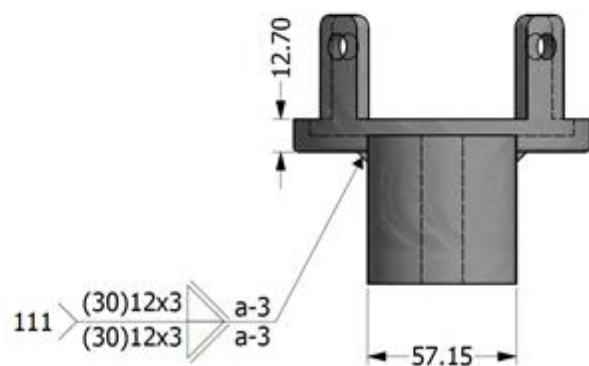
APROBÓ:

REVISÓ:

8 7 6 5 4 3 2 1



DETALLE A
ESCALA 1:0.6



UNIVERSIDAD CONTINENTAL

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FECHA:

PLANO DE BARRA PUENTE

ESCALA: 1/1

DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta

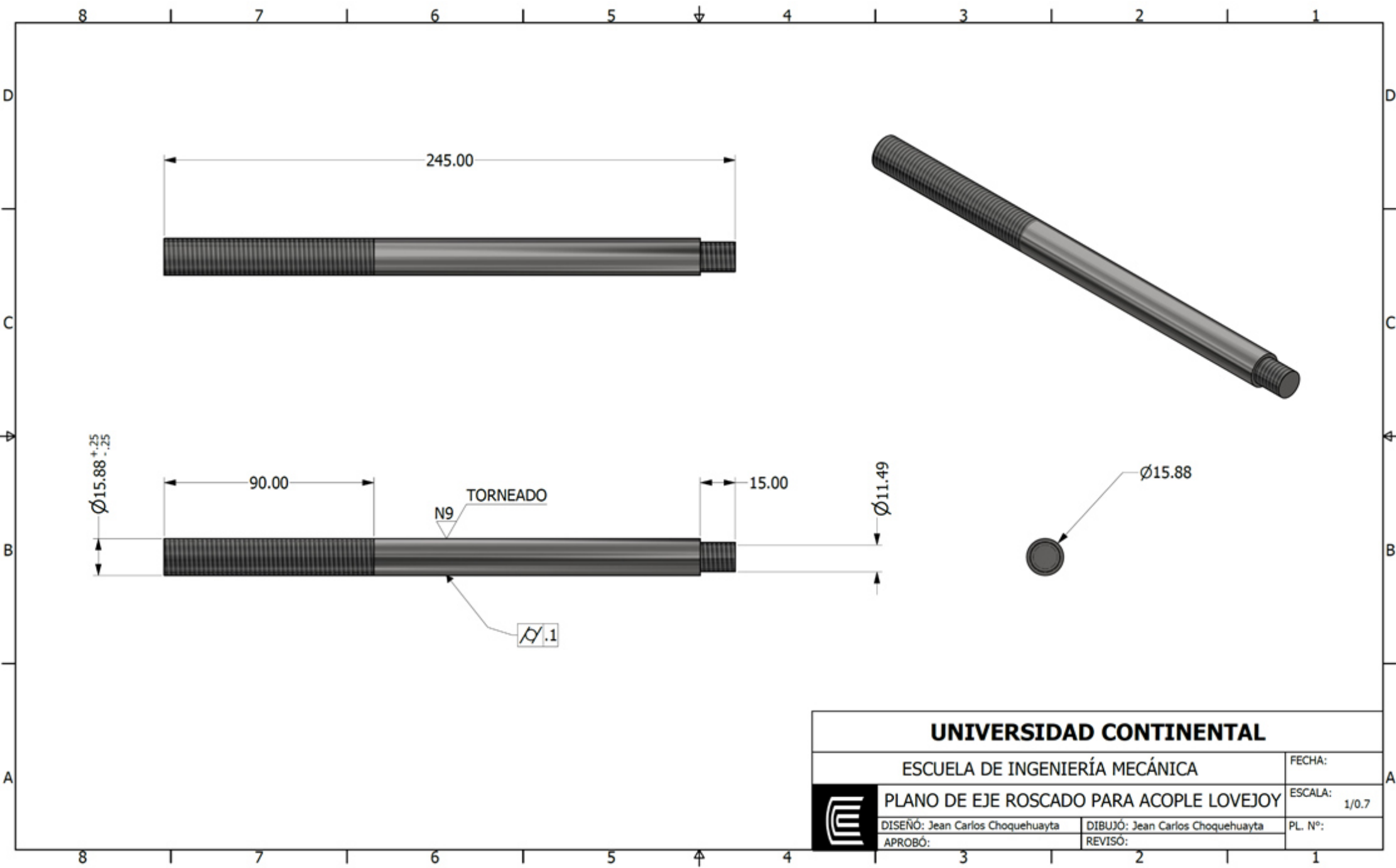
DIBUJO: Jean Carlos Choquehuayta


PL. N°:

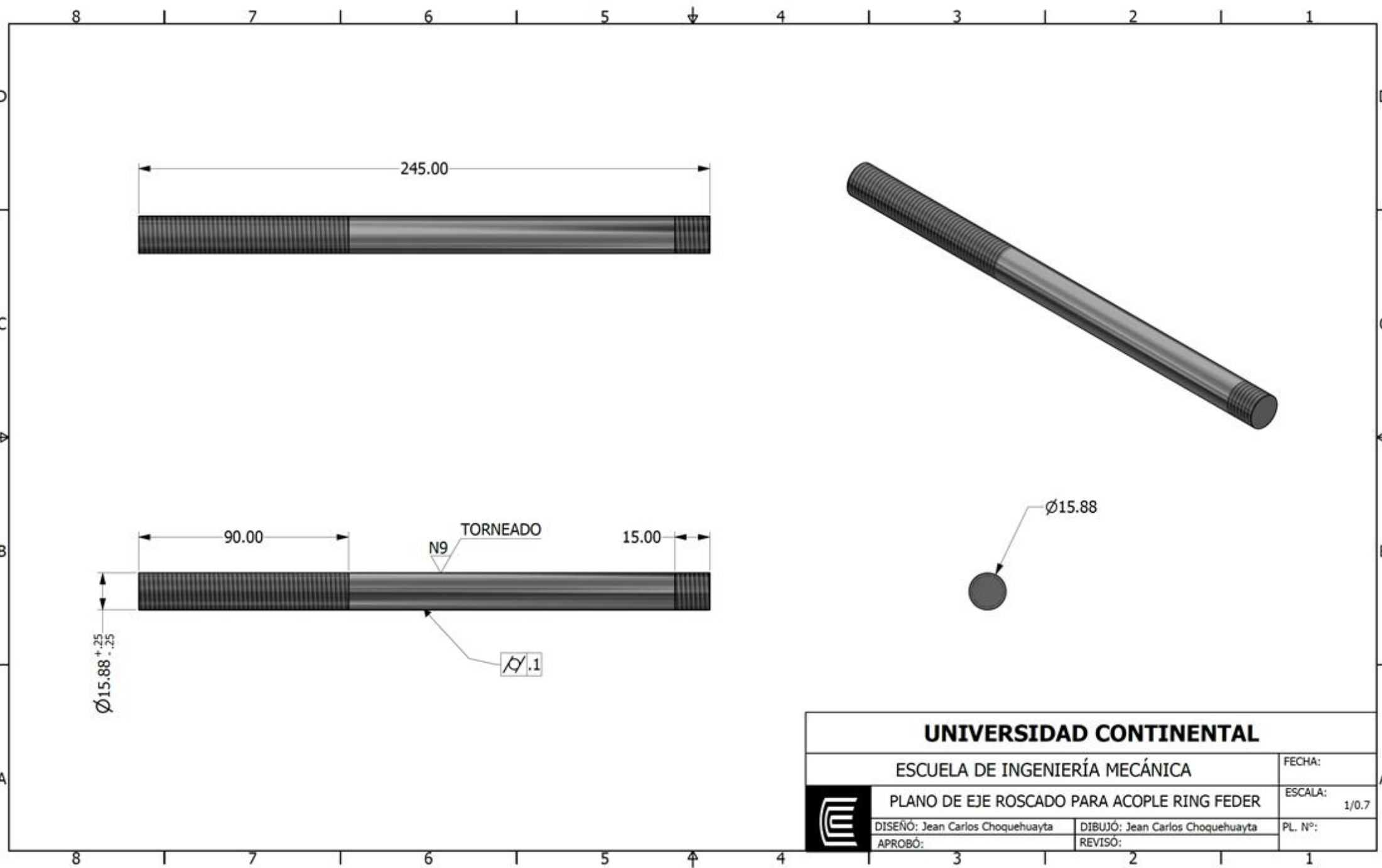
APROBÓ:

REVISÓ:

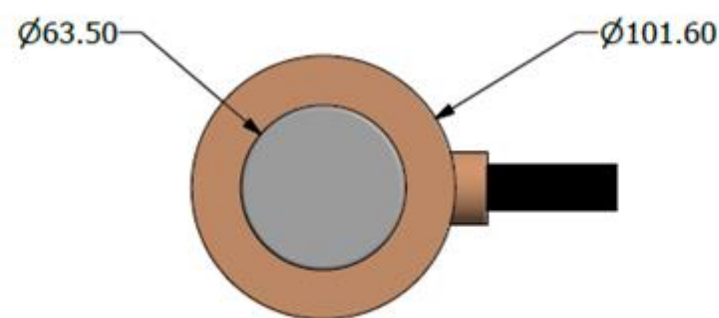
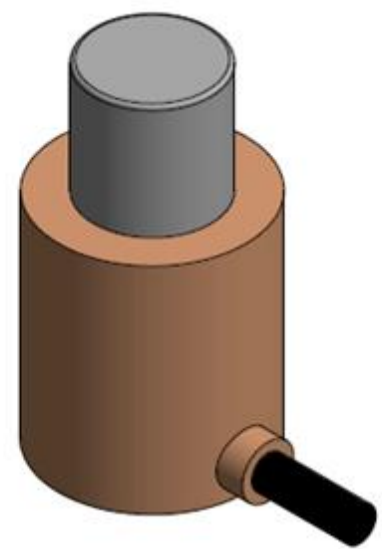
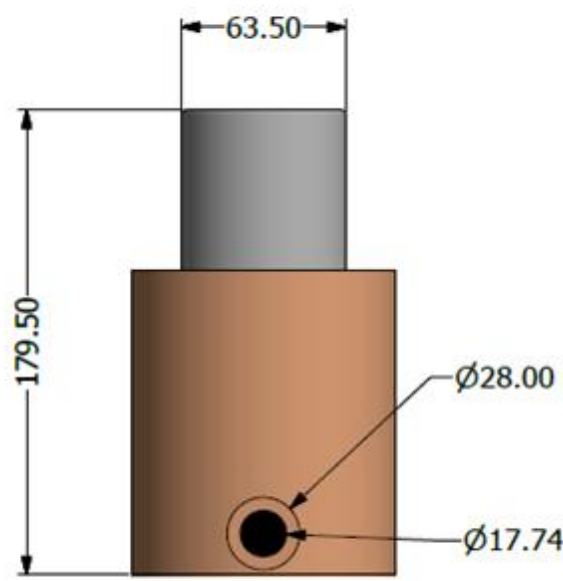
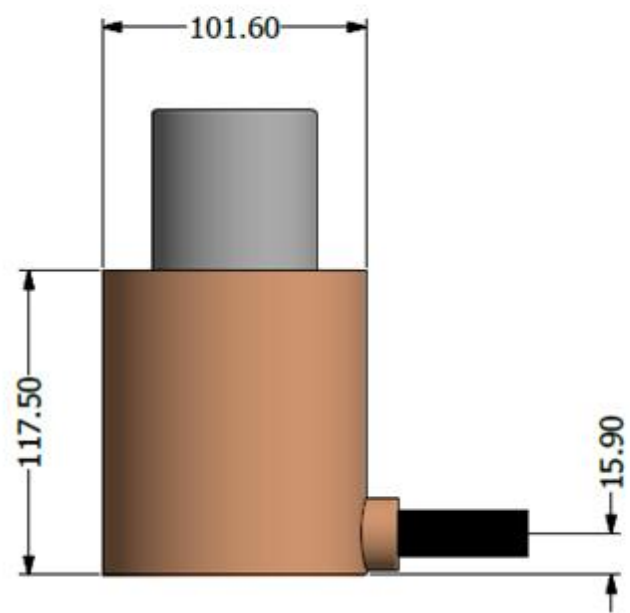
8 7 6 5 4 3 2 1



UNIVERSIDAD CONTINENTAL			
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			FECHA:
	PLANO DE EJE ROSCADO PARA ACOPLE LOVEJOY		ESCALA: 1/0.7
	DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta	DIBUJO: Jean Carlos Choquehuayta	PL. N°:
	APROBÓ:	REVISÓ:	



UNIVERSIDAD CONTINENTAL			
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA:	
PLANO DE EJE ROSCADO PARA ACOPLE RING FEDER		ESCALA: 1/0.7	
DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta		DIBUJO: Jean Carlos Choquehuayta	
APROBÓ:		REVISÓ:	



UNIVERSIDAD CONTINENTAL			
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			FECHA:
PLANO DE PISTÓN HIDRÁULICO			ESCALA: 1/0.7
DISEÑO: Jean Carlos Choquehuayta		DIBUJÓ: Jean Carlos Choquehuayta	
APROBÓ:		REVISÓ:	